

PATENTSCHRIFT

1 248 958

Nummer: 1 248 958

Aktenzeichen: St 13144 IX b/42 d

Anmeldetag: 5. September 1957

Auslegetag: 31. August 1967

Ausgabetag: 28. März 1968

Patentschrift stimmt mit der Auslegeschrift überein

1

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur pneumatischen Dämpfung eines schwingenden mechanischen Systems, insbesondere für Meßgeräte, mit einer Dämpfungskammer, die in mindestens einer ihrer Wände eine Anzahl oder eine Gruppe von Öffnungen aufweist, durch die ein Gas in die Kammer hinein- und aus der Kammer herausströmen kann, sowie mit einem oszillierend beweglichen Meßorgan, das über ein Übertragungsglied mit einer Membran verbunden ist, die an die Dämpfungskammer angrenzt.

Es ist bereits bekannt, die Luft aus einer Dämpfungskammer über Kapillarwiderstände abströmen zu lassen und dabei deren lineare Dämpfungswirkung auszunutzen.

Es ist ferner eine Dämpfungsvorrichtung für hydraulische oder pneumatische Steuerimpulsleitungen eines Druckanzeige- oder Regelgerätes bekannt, die aus der Vereinigung von Drosselstrecke und Dämpfungskammer besteht und dem Anzeige- oder Regelgerät vorgeschaltet ist. Bei dieser Vorrichtung ist die hinter der Drosselstrecke angeordnete Dämpfungskammer in an sich bekannter Weise raumveränderlich, so daß sie bei jeder Druckwelle vergrößert wird. Durch diese bekannte Vorrichtung werden die Nachteile von Membranen mit gegeneinander versetzten kleinen Bohrungen vermieden, die darin bestehen, daß die Elastizität der Membranen der Größe der anfallenden Druckwellen angepaßt sein muß, damit das angestrebte Ausschlagen der Membranen eintritt.

Zum Dämpfen der Schwingungen eines mechanischen Systems hat man bisher Dämpfungszyylinder zum Komprimieren der Luft in einer Kammer verwendet, wobei die Luft durch eine Öffnung gepreßt und in die Atmosphäre oder in irgendeine verhältnismäßig große Kammer entlassen wird. Das zu dämpfende vibrierende System steht mit einer Einrichtung in Verbindung, welche die Luft in einer Kammer verdrängt, wodurch die Luft zusammengedrückt und gezwungen wird, durch die Öffnung zu strömen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Dämpfungsvorrichtung für schwingende Systeme zu schaffen, die eine geringe Frequenzabhängigkeit der Dämpfung aufweist und die sich insbesondere für Meßgeräte eignet.

Die gestellte Aufgabe wird, ausgehend von einer Vorrichtung der eingangs beschriebenen Art, erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß der akustische Blindwiderstand der Öffnungen kleiner ist als der akustische Wirkwiderstand der Öffnungen. Vorzugsweise sind die Größe und die Anzahl der Öffnungen so gewählt, daß der akustische Blindwiderstand weniger als 20% des akustischen Wirkwiderstandes beträgt.

Vorrichtung zur pneumatischen Dämpfung eines schwingenden mechanischen Systems, insbesondere für Meßgeräte

Patentiert für:

Statham Laboratories, Inc.,
Los Angeles, Calif. (V. St. A.)

Vertreter:

Dr.-Ing. H. Ruschke, Patentanwalt,
München 27, Pienzenauer Str. 2

Als Erfinder benannt:

Cecil K. Stedman, Enumclaw, Wash. (V. St. A.)

Beanspruchte Priorität:

V. St. v. Amerika vom 11. Oktober 1956
(615 397)

2

Für den Sonderfall eines einzelnen Durchlasses, ganz gleich welcher Form, gibt es eine obere Grenze für die zulässige Größe der zugehörigen Öffnung, die um so kleiner ist, je höher die Frequenz der zu dämpfenden Einrichtung ist. Beispielsweise muß bei einer runden Öffnung der Radius r kleiner sein als die Quadratwurzel der kinematischen Viskosität ν des Gases, dividiert durch die Frequenz f :

$$r^2 < \frac{\nu^2}{f} \quad (1)$$

Wird diese Beziehung gestört, dann wird die Trägheit des Gases in der Öffnung im Verhältnis zum viskosen Widerstand groß. Danach wirken die Öffnungen nicht mehr als wirksame Dämpfer, und der Strömungswiderstand ändert sich mit der Frequenz, anstatt praktisch konstant zu bleiben; dabei kann die Strömung turbulent werden.

Eine untere Grenze für die Größe einer Öffnung ist dadurch gesetzt, daß die optimale Dämpfung des mechanischen Systems eine bestimmte Strömungsmenge des durch die Öffnung strömenden Gases je Druckeinheit in der Kammer vorschreibt (im folgenden als Strömungswiderstand der Öffnung bezeichnet). Sind die Eigenschaften des mechanischen Systems derart, daß der auf diese Weise aufgestellte untere Grenzwert kleiner ist als der obengenannte obere Grenzwert, so ist es möglich, die günstigste Dämpfung der Einrichtung mit Hilfe einer einzigen Öffnung zu erreichen. Jedoch bietet dieser Sonderfall begrenzte Verwendungsmöglichkeiten. Im allgemeinen können diese beiden Grenzwerte in bezug auf die Größe der Öffnung nicht miteinander in Einklang gebracht werden, und es ist unmöglich, mit einer einzigen Öffnung die günstigste Dämpfung zu erreichen.

Es hat sich gezeigt, daß die oben beschriebenen Einschränkungen überwunden werden können, wenn eine mit Poren versehene Membran verwendet wird. Diese Membran wird als »poröser Stopfen« bezeichnet. Derartige Membranen können durch Zusammen-sintern oder sonstiges Vereinigen kleiner Teilchen, beispielsweise unter Anwendung von Metallpulververfahren, hergestellt werden. Sie können auch perforierte Platten sein.

Eine Ausgestaltung der Erfindung ist die pneumatische Dämpfung eines schwingenden mechanischen Systems durch Verwendung einer Dämpfungskammer, die durch einen porösen Stopfen in die Atmosphäre oder in eine hiernach als Endkammer bezeichnete Kammer derart entlüftet wird, daß der Stopfen eine im wesentlichen reine Wirkwiderstandsdämpfung bewirkt. Die Endkammer ist derartig ausgebildet, daß der Überdruck darin bei einer Kompression des Gases in der Dämpfungskammer so klein bleibt, daß er unbedeutend ist und auf den porösen Stopfen im wesentlichen keine Rückstellkraft ausübt. Dieser Umstand ermöglicht es, daß der Stopfen selbst nur in unbedeutendem Maße die Steifheit oder die Masse des pneumatisch gedämpften schwingenden Systems erhöht. Dieses Ergebnis ist höchst erwünscht, da die akustische Steifheit oder die akustische Masse eines porösen Materials sich rasch mit der Frequenz ändert. Da diese schwankenden Größen der konstanten Masse und Steifheit des schwingenden Systems hinzugefügt werden, so wird der Frequenzgang nachteilig beeinflusst. Im besonderen ist die Frequenz, bei der die Empfindlichkeit erstmals merklich von der Empfindlichkeit bei der Frequenz Null abweicht, niedriger, als es sonst der Fall sein würde.

In der nun folgenden Beschreibung ist die Vorrichtung nach der Erfindung an Hand schematischer Zeichnungen im einzelnen näher erläutert. In der Zeichnung ist

Fig. 1 ein Schnitt durch eine Ausführungsform der Vorrichtung nach der Erfindung längs der Linie 1-1 der Fig. 2,

Fig. 2 ein Schnitt längs der Linie 2-2 der Fig. 1,

Fig. 3 ein Schnitt längs der Linie 3-3 der Fig. 2,

Fig. 4 ein Teilschnitt längs der Linie 4-4 der Fig. 2,

Fig. 5 ein Schnitt längs der Linie 5-5 der Fig. 6 einer anderen Ausführungsform der Vorrichtung nach der Erfindung,

Fig. 6 ein Schnitt längs der Linie 6-6 der Fig. 5,

Fig. 7 ein Schnitt längs der Linie 7-7 der Fig. 5,

Fig. 8 ein Schnitt längs der Linie 8-8 der Fig. 5,

Fig. 9 ein Schnitt längs der Linie 9-9 der Fig. 5, Fig. 10 eine schematische Darstellung des Prinzips der Erfindung,

Fig. 11 eine graphische Darstellung des Frequenzganges gedämpfter Systeme,

Fig. 12 eine graphische Darstellung, die der später beschriebenen Tabelle entspricht,

Fig. 13 ein Schnitt durch eine weitere Ausführungsform der Erfindung,

Fig. 14 eine Draufsicht, von der Linie 14-14 der Fig. 13 aus gesehen.

Um eine im wesentlichen reine Wirkwiderstandsdämpfung zu erzielen, muß die Ausführung des porösen Stopfens (oder der Stopfen, wenn mehr als einer verwendet wird) zwei kritischen Beziehungen genügen. Erstens muß das poröse Material dem Kriterium genügen, daß der nachstehende Bruch groß gegen 1 sein soll

$$\frac{R_1}{\rho_0 k \omega} \gg 1, \quad (2)$$

wobei R_1 den spezifischen Strömungswiderstand pro Längeneinheit des Stopfenmaterials, k den Strukturfaktor des Materials, ρ_0 die Dichte des Gases in dem Stopfen, die dieselbe ist wie die in der Dämpfungskammer, und ω die Kreisfrequenz darstellt. Dieses Verhältnis (2) beträgt zweckmäßigerweise 5 bis 10 oder auch mehr, wobei vorzugsweise ein Wert von 10 oder mehr zum Erhalten bester Ergebnisse verwendet wird.

Ferner ist erforderlich, daß die Länge l des Stopfens (oder jedes Stopfens, wenn mehrere verwendet werden), in der Strömungsrichtung des Gases gemessen, eine kritische Beziehung zur Dämpfungskonstante a des Stopfenmaterials, bei der Resonanzfrequenz gemessen, besitzt, derart, daß deren Produkt für jeden Stopfen größer als Null und gleich oder kleiner als ein kritischer oberer Grenzwert (k_1) sein muß.

Dieses Verhältnis wird durch die Gleichung ausgedrückt:

$$0 < al \leq k_1, \quad k_1 < 0,5 \text{ (s. unten)}. \quad (3)$$

Bei Stopfen mit gleichbleibender Querschnittsfläche beträgt, wenn $al = 0,30$ ist (wobei a und l in Zentimeter-Gramm-Sekunden-Einheiten ausgedrückt sind), der akustische Blindwiderstand des Stopfens 6,5% des akustischen Wirkwiderstandes des Stopfens. Je nach der Flachheit der für ein besonderes Verwendungsgebiet erforderlichen Frequenzgangkurve kann ein etwas größerer Prozentsatz zugelassen werden. Zur vollen Ausnutzung der erfindungsgemäßen Wirkung ist es günstig, wenn der akustische Blindwiderstand des akustischen Systems wesentlich geringer ist als der akustische Wirkwiderstand, wobei der Wert von k_1 vorzugsweise kleiner als 0,5 sein soll und ein Wert von 1,5 mit dem Zweck der Erfindung nicht im Einklang stünde.

Die Fig. 12 zeigt in Kurvenform die Auswirkung (für Stopfen mit gleichförmigem Querschnittsbereich) des Wertes des Faktors al auf das Verhältnis des Blind- zum Wirkwiderstand, in Prozenten ausgedrückt, bei der Resonanzfrequenz. Die nachstehende Tabelle gibt die Werte an, die der Kurve zugrunde liegen.

$a \cdot l$	%
0,2	2,5
0,3	6,5
0,4	11,0
0,5	17,0
0,8	40
1,0	61
1,2	80
1,5	100
1,75	103
2,10	102
2,5	101

$$\frac{\text{Blindwiderstand}}{\text{Wirkwiderstand}} \cdot 100.$$

Daraus geht hervor, daß eine Erhöhung des Faktors k_1 auf 0,8 den Blindwiderstand auf 40% des Wirkwiderstandes erhöht (vgl. Fig. 12). Beispielsweise kann der Wert von k_1 auf ungefähr 0,5 erhöht werden und kann dort, wo der unerwünschte Blindwiderstand ungefähr 17% des Wirkwiderstandes beträgt, jeden Wert besitzen, der kleiner als ungefähr 0,5 ist.

Das Verhältnis des akustischen Blindwiderstandes zum akustischen Wirkwiderstand wächst an, wenn der Wert von k_1 ansteigt. Vorzugsweise wird der Wert von l derart gewählt, daß dieses Verhältnis kleiner als 1 ist. Je kleiner der Wert von k_1 ist, desto flacher ist die Frequenzgangkurve des gedämpften Systems. Wird der Wert von k_1 übermäßig hoch infolge Verwendens eines Stopfens, dessen Länge größer ist als die günstigste Länge für einen gegebenen Wert von a , oder durch Wählen eines ungeeigneten hohen Wertes für a bei einem Stopfen gewählter Länge, so zeigt die Frequenzgangkurve bei niedrigen Frequenzen einen unerwünschten Abfall.

Der Strukturfaktor k und die Dämpfungskonstante a , die der reelle Teil der komplexen Fortpflanzungskonstante $a + jb$ ($j = \sqrt{-1}$) ist, sind für Sachkundige der akustischen Technik geläufige Größen. Eine genaue Definition der Größe a und der komplexen Funktion $a + jb$ sowie des akustischen Blindwiderstandes und des akustischen Wirkwiderstandes nebst einer Beschreibung der Einrichtung, mit deren Hilfe diese Größen gemessen werden können, findet sich in dem Buch »Acoustic Measurements« von Beranek, herausgegeben 1949 von John Wiley and Sons, auf den Seiten 351ff., 840ff., 857ff. In demselben Werk wird auf Seite 844ff. eine Einrichtung zum Messen von R_1 für poröse Materialien beschrieben. Besteht der poröse Stopfen aus einer perforierten Platte, so beträgt der effektive Wert von $R_1 = \frac{8 \mu A_p}{n \pi v^4}$ und der Strukturfaktor $k = 1$. Die Größe A_p ist der Bereich der Platte, in dem die Löcher gebohrt sind, n ist die Anzahl der Löcher, und $\frac{8 \mu A_p}{n \pi v^4}$ ist die Viskosität des Gases in den Löchern.

Der Wert des Produktes al kann dadurch festgesetzt werden, daß entweder ein Material mit dem gewünschten Wert von a gewählt oder ein oder mehrere Stopfen mit der erforderlichen Länge l verwendet werden oder auch indem die Werte beider Parameter passend gewählt werden. Wird der durch die Gleichung (2) ausgedrückten Bedingung genügt, so kann a dar-

gestellt werden durch

$$a^2 = \frac{\omega R_1}{4p}, \quad (4)$$

5 wobei p der Durchschnittsumgebungsdruck in der Dämpfungskammer ist.

Bei Stopfen mit nicht gleichförmiger Querschnittsfläche, d. h. bei denjenigen, deren Querschnittsfläche sich längs der Längenausdehnung ändert, kann eine entsprechende Tabelle dadurch erhalten werden, daß der akustische Blindwiderstand und der akustische Wirkwiderstand bei Stopfen verschiedener Länge, jedoch derselben geometrischen Form ermittelt werden. Auf diese Weise kann für jede Stopfenform eine solche Länge gewählt werden, daß der akustische Blindwiderstand im Vergleich zum akustischen Wirkwiderstand genügend niedrig ist, so daß die Kurve des Frequenzganges keinen unerwünschten Abfall bei niedriger Frequenz zeigt, beispielsweise indem der akustische Blindwiderstand auf weniger als ungefähr 20% des akustischen Wirkwiderstandes festgesetzt wird.

Sind die obengenannten Bedingungen erfüllt, dann ergibt sich, daß die akustische Impedanz Z_p des porösen Stopfens im wesentlichen gleich R_1/l ist. Durch eine derartige Bemessung wird nicht nur ein Dämpfungseffekt erzielt, der frei von unerwünschten Steifheits- oder Trägheitseffekten ist, sondern auch ein im wesentlichen frequenzunabhängiges Verhalten.

Zur Erläuterung der Anwendung des obigen Prinzips wird nunmehr auf die Fig. 1 bis 7 verwiesen, die Ausführungsformen von Wandlern zeigen, die mit der erfindungsgemäß ausgebildeten Dämpfungsvorrichtung ausgestattet sind.

Bei dem Wandler nach Fig. 1 bis 4 besitzt die vibrierende Masse zur Membran eine solche Beziehung, daß die Größe der Bewegung der Membran ein Vielfaches oder ein Bruchteil der Bewegung des Massenmittelpunktes einer zu dämpfenden Masse ist, d. h., das Hebelverhältnis zwischen der zu dämpfenden Masse und der Membran ist nicht 1.

Die in der Fig. 1 dargestellte Ausführungsform ist ein Beschleunigungsmesser, bei dem das Fühlersystem ein genaues Abbild des in der USA.-Patentschrift 2 453 548 dargestellten und beschriebenen Systems ist.

Nach den Fig. 1 bis 4 ist eine Masse 1 an dem einen Ende mit einer flachen Feder 3 verbunden, die an einen Rahmen 2 und die Masse angeklemt ist, so daß die Masse eine Gelenkverbindung an einer Biegelinie der flachen Feder besitzt. Der Massenmittelpunkt der zu dämpfenden trägen Masse ist mit 4 bezeichnet. Die Masse ist über eine zentral angeordnete Stange 5 mit einem zylindrischen Ansatz 6 verbunden, der seinerseits mit einer biegsamen metallenen Membran 7 konzentrisch verbunden ist. Nach der Darstellung befindet sich der Massenmittelpunkt 4 zwischen der Biegelinie und dem Befestigungspunkt der Stange 5 mit der Masse 1. Wie weiter unten noch beschrieben wird, kann die Stange an der Masse zwischen dem Massenmittelpunkt und der Biegelinie befestigt werden. Soll das Hebelverhältnis 1 betragen, so kann die Stange mit dem Massenmittelpunkt verbunden werden. Der Ansatz 6 trägt zwei zylindrische poröse Stopfen 8 und 9, die aus demselben Material hergestellt sind und die gleiche Länge besitzen. Die Membran 7 ist an ihren Kanten an einen zylindrischen Flansch 12 angeklemt, der an dem Rahmen 2

angebracht ist, welcher Rahmen an einer Basis 11 befestigt ist. Die Membran ist mit Hilfe einer Kappe 13 an den Flansch 12 angeklemt und bildet zusammen mit der Kappe eine abgeschlossene Dämpfungskammer 14. Die ganze Anordnung ist von einem Gehäuse 15 umgeben, das auf der Basis 11 mit Hilfe einer Dichtung 16 und von Schrauben 17 einen flüssigkeits- und gasdichten Sitz erhält. Die Dämpfungskammer 14 steht mit einer Endkammer 14' im Innern des Gehäuses 15 über die porösen Stopfen 8 und 9 in Verbindung, wobei die Kammern 14 und 14' mit Hilfe eines geeigneten Druckventils 18 unter jeden gewünschten Druck gesetzt werden können.

Die Schwingung der Masse 1 auf den Federn 2 wird auf die Membran übertragen, die abwechselnd eine Verdichtung und Verdünnung des Gases in der Dämpfungskammer 14 bewirkt, so daß das Gas durch die porösen Stopfen 8 und 9 in die Endkammer 14' hinein- und herausströmt. Diese Vibration wird, wie noch beschrieben wird, akustisch gedämpft. Der höchstzulässige Ausschlag der Masse 1 und die größte Volumenänderung werden durch Einstellen von Anschlägen 18' und 19 festgesetzt.

Die Fig. 5 zeigt eine weitere Anwendung der Erfindung, wobei das Hebelverhältnis gleich 1 ist.

Nach dieser Figur ist in dem einen Ende eines Gehäuses 101 eines Beschleunigungsmessers eine druckdichte Kappe 102 befestigt, die einen Einlaß 103 besitzt. Das andere Ende des Gehäuses 101 ist mit einem an einem Ring 105 befindlichen Flansch 104 verbunden, welcher Ring eine Innenschulter 106 mit einer Mittelbohrung 107 aufweist. An der Innenschulter 106 ist ein Winkelstück 108 befestigt, das einen Rahmen 109 mit einer Mittelöffnung trägt, in der eine rechteckige Masse 100 an zwei flachen Federn 110 angebracht ist. In die Masse und den Rahmen sind isolierte Stifte eingesetzt, über die Spanndrähte gezogen sind, entsprechend der in der USA.-Patentschrift 2.573.286 dargestellten Konstruktion.

Die Masse 100 steht mit Hilfe einer durch eine Öffnung 112 in dem Winkelstück 108 (112 in Fig. 13) laufenden Stange 111 mit einem zylindrischen Ansatz 113 in Verbindung, der seinerseits mit einer biegsamen metallenen Membran 114 verbunden ist, welche an den Kanten mit Hilfe einer Kappe 115 und von Schrauben 116 an den Ring 105 angeklemt ist. Die Kappe 115 trägt in der Mitte eine Platte 117 mit zwei porösen Stopfen 118 und 119, die den Stopfen 8 und 9 der Fig. 1 gleichen. Die Kammer zwischen der Membran 114 und der Kappe 115 stellt eine Dämpfungskammer 121' dar. Ein Gehäuse 124 besitzt einen druckmitteldichten Sitz auf dem Ring 115, wobei zwischen der Kappe 115 und dem Gehäuse 119' die Kammer 121 gebildet wird. Es ist eine Bohrung 122 vorgesehen, die mit einer Endkammer 120 und an der anderen Seite der Membran mit einer Bohrung 123 in Verbindung steht. Das Gehäuse 124 und die Bohrung 123 können vorgesehen oder wie in den Fig. 14 und 13 fortgelassen sein, wobei die Stopfen mit der Atmosphäre oder einer anderen Umgebung in Verbindung stehen, in der die Einheit untergebracht ist, wenn der Umgebungsdruck außerhalb der Kammer 121 und ein gleicher Druck, d. h. der Umgebungsdruck in dem Gehäuse 101, das zulassen, wie weiter unten noch eingehend beschrieben wird.

Die auf die Membran 114 übertragene Schwingung der Masse 100 auf den Federn 110 bewirkt abwechselnd eine Verdichtung und Verdünnung des Gases in der

Kammer 121 mit der Folge, daß das Gas durch die porösen Stopfen 119 und 118 zwischen den Kammern 121 und 120 hin- und herströmt. Der Höchstausschlag der Masse 100 und die größte Veränderung des Volumens in der Dämpfungskammer werden durch Einstellen der Anschläge 125 und 126 bestimmt.

Die obige und die folgende Beschreibung gelten für die Ausführungsform der Fig. 1 bis 4 wie auch der Fig. 5 bis 9, wobei die Gleichungen (1) bis (23) in gleichem Umfang anwendbar sind. Bei der Ausführungsform der Fig. 1 bis 4, bei der die Stange mit dem Massenmittelpunkt verbunden ist, und bei der Ausführungsform der Fig. 5 bis 9 kann $\frac{L_1}{L_2}$ gleich 1 gesetzt werden, wodurch sich die Gleichungen vereinfachen.

Nachstehend werden die in dieser Beschreibung verwendeten Ausdrücke unter Hinweis auf die besonderen, in den Figuren dargestellten Ausführungsformen definiert:

- I = Trägheitsmoment der Masse 1 oder 100 unter Einschluß der zusätzlichen Massen der Stange und der Feder, an der die Massen befestigt sind,
- A = körperlicher, der Kammer 14 oder 121' ausgesetzter Bereich der Membran 7 oder 114,
- A_e = effektiver, der Kammer 14 oder 121' ausgesetzter Bereich der Membran 7 oder 114,
- $A_e = A$ bei einer starren Membran, etwa einem Kolben,
- V_0 = Volumen der Kammer 14 oder 121' bei unbeeinflusster Membran 7 oder 114,
- A_p = Summe der effektiven Querschnittsbereiche der Stopfen 8, 9 oder 118, 119,
- l = Länge der Stopfen 8, 9 oder 118, 119, wobei die Stopfen vorzugsweise gleich lang sind, d. h., Stopfen 8 ist so lang wie Stopfen 9, und Stopfen 118 ist so lang wie Stopfen 119,
- L_1 = Abstand der Mitte der Stange 5 von der Biegelinie der Feder, an der die Masse 1 angebracht ist,
- L_2 = Abstand der Massenmitte 4 von der Biegelinie der Feder,
- F = die auf das System ausgeübte Kraft, die eine Verschiebung der Massen und der Membran 7 oder 114 bewirkt,
- S_1 = Steifheit der Federaufhängung der Massen 1 oder 100,
- S_2 = Steifheit der Membran 7 oder 114.

Bei Stopfen mit gleichbleibendem Querschnitt, wie bei den dargestellten zylindrischen Stopfen 8, 9, 118 und 119, ist der effektive Querschnitt jedes Stopfens dessen tatsächlicher Querschnitt.

Bei Stopfen mit nicht gleichbleibendem Querschnitt, wie bei Rotationskörpern, deren Umriß von einer zur Achse geneigten Linie oder von einer Kurve gebildet wird, ist der gleichwertige Querschnittsbereich der eines Zylinders mit gleichbleibendem Querschnitt derselben Länge und aus demselben Material, der den gleichen akustischen Gesamtwiderstand besitzt wie der Stopfen mit nicht gleichbleibendem Querschnitt.

Werden mehrere Stopfen verwendet, so ist der effektive Gesamtquerschnitt gleich der Summe der effektiven Querschnitte A_p des Stopfensystems für Parallelströmung wie bei den in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsformen.

Sind die Massen nicht an Federn aufgehängt, kann diese Steifheit als irgendeine auf die Vibration der Masse ausgeübte Zwangskraft aufgefaßt werden, d. h. als die Proportionalitätskonstante, die die Kraft zur Amplitude der vibrierenden Masse in Beziehung setzt. Es hat sich gezeigt, daß beim Einhalten der vorstehenden kritischen Beziehungen die Stopfen 8 und 9

$$F = \left\{ \left[S_1 + \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2 S_2 \right] - \frac{I}{L_2^2} \omega^2 + \frac{A_e^2}{A^2} \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2 \left[\left(\frac{A R_1 l}{A_p} \right)^2 S_3 + \left(\frac{S_3}{A \omega} \right)^2 \right] + j \omega A_e^2 \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2 \left[\left(\frac{A R_1 l}{A_p} \right)^2 + \left(\frac{S_3}{A \omega} \right)^2 \right] \right\} \chi. \quad (5)$$

In dieser Gleichung ist das Symbol S_3 zur Darstellung der Kammersteifheit benutzt, d. h. des Verhältnisses zwischen der auf die Membran 7 oder 114 ausgeübten Kraft (wobei die Stopfen 8 und 9 sowie 118 und 119 abgedichtet sind, so daß kein Gas hindurchströmt) zur Auslenkung der Membran 7 oder 114, wenn diese als starrer Kolben angesehen wird, dessen Bodenfläche gleich dem Querschnitt der Kammer 14 oder 121' ist. Der Wert von S_3 ist

$$S_3 = \frac{A^2 p_0}{V_0}, \quad (6)$$

wenn die Kompression isothermisch ist, oder

$$S_3 = \frac{A^2 \nu p_0}{V_0}, \quad (7)$$

wenn die Kompression adiabatisch ist.

In diesen Gleichungen ist ν das Verhältnis der spezifischen Wärmen des Gases, und p_0 ist der Gasdruck in der Dämpfungskammer 14 oder 121' und den Stopfen 8, 9 oder 118, 119, wenn die Membran 7 oder 114 ihre mittlere unabgelenkte Stellung einnimmt.

$$R_2 = \left[1 - \varepsilon^2 + (2 \delta \eta) \frac{\varepsilon^2}{\eta^2 + \varepsilon^2} + (j 2 \delta \eta^2) \frac{\varepsilon}{\eta^2 + \varepsilon^2} \right]^{-1}. \quad (11)$$

In der Fig. 11 ist R_2 als Funktion von ε für die verschiedenen Werte von η und δ aufgetragen.

Daraus ist zu ersehen, daß die Gestalt einer Frequenzgangkurve allein bestimmt wird durch Festsetzen der Werte der beiden Parameter δ und η .

In der Fig. 11 gilt die mit 1 bezeichnete Kurve für einen Wert von $\delta = 0,54$ und $\eta = 2$. Diese Werte sind besonders geeignet für die Dämpfung eines Beschleunigungsmessers der in den obigen Figuren dargestellten Ausführungen. Es ist ersichtlich, daß der Verlauf der relativen Empfindlichkeit flach und gleich 1 ist bis hinauf zu einer Frequenz, die gleich der Resonanzfrequenz der Einrichtung ist, d. h. bis $\varepsilon = 1$. Tatsächlich ist die Resonanzspitze nicht von Bedeutung, und der Empfindlichkeitsverlauf ist ziemlich flach oberhalb der Resonanzfrequenz und sinkt erst um 10% ab bei einer Frequenz von ungefähr dem Eineinhalbfachen der Resonanzfrequenz, d. h. bei $\varepsilon = 1,5$. Dies

im wesentlichen als reiner Wirkwiderstand wirken. Unter diesen Umständen wird die Gleichung, die die Empfindlichkeit χ , d. h. die Amplitude der Vibration der Masse, beispielsweise 1 oder 100, mit einer bei einer gegebenen Frequenz ausgeübten Kraft F in Beziehung setzt:

Die Gleichung (5) läßt sich vereinfachen durch Einsetzen der folgenden Ausdrücke (Parameter):

$$\varepsilon = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad (8)$$

wobei ω_0 die Kreisfrequenz der schwingenden Masse 1 und ω die Kreisfrequenz ist, bei der die Auslenkung χ der Masse 1 von der Mitte der Membran 7 gemessen wird.

$$\delta = \frac{\left(\frac{R_1 l \omega_0 A^2 \varepsilon}{A_p} \right) \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2}{2 \left[S_1 + \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2 S_2 \right]}, \quad (9)$$

$$\eta = \frac{\frac{S_3}{A \omega_0}}{\frac{A R_1 l}{A_p}} = \frac{p_0 A_p}{V_0 R_1 l \omega_0}. \quad (10)$$

In Ausdrücken dieser Parameter ist die relative Empfindlichkeit R_2 der beiden Vorrichtungen der Fig. 1 und 5, d. h. die Empfindlichkeit bei der Kreisfrequenz ω dividiert durch die Empfindlichkeit bei der Kreisfrequenz 0 oder, wenn die Beschleunigung in einer Richtung erfolgt:

kann mit der Kurve 2 verglichen werden, die den Frequenzgang einer viskos gedämpften Einrichtung, beispielsweise eines Beschleunigungsmessers, zeigt, die bei dem 0,7fachen Wert der kritischen Dämpfung arbeitet, welcher Wert immer als die höchsterreichbare Dämpfung vibrierender Massen angesehen wurde. Hier liegt eine Verbesserung vor. Die Auswirkung der Werte von δ und η auf den Verlauf des Frequenzganges ist weiterhin in der Kurve 3 dargestellt, bei der der Wert von $\delta = 0,7$ und der Wert von $\eta = 3$ ist, und in der Kurve 4, bei der $\delta = 0,7$ und $\eta = 2$ ist.

Einer der besonderen Vorteile der Erfindung ist darin zu sehen, daß durch geeignete Wahl des porösen Stopfenmaterials für die Stopfen 8, 9, 118 und 119 und deren Länge und durch Bestimmen der Werte von η und δ , wie oben beschrieben, ein im wesentlichen flacher Frequenzgang erreicht werden kann, d. h. eine Kurve, bei der die relative Empfindlichkeit

ungefähr 1 ist bei allen Frequenzen bis hinauf zu der Resonanzfrequenz des Systems und sogar bis zu höheren Frequenzen.

Um für ein besonderes Gerät einen Dämpfer mit den gewünschten Werten von η und δ zu entwerfen, sei angenommen, daß die Konstanten S_1 , S_2 , L_1 , L_2 , A_e und ω_0 des Gerätes bereits bekannt sind, da sie mit Hilfe üblicher Einrichtungen gemessen werden können. Das Einsetzen dieser Werte in die Gleichung (9) ergibt den Wert von $\frac{R_1 l \omega_0}{A_p}$, der dargestellt werden soll durch

$$\frac{R_1 l \omega_0}{A_p} = k_2, \quad (12)$$

wobei

$$k_2 = \frac{2\delta \left[S_1 + \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2 S_2 \right]}{A_e^2 \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2} \quad (12a)$$

ist.

Das Einsetzen von k_2 in die Gleichung (10) ergibt:

$$\eta = \frac{p_0}{V_0 k_2}. \quad (13)$$

Auf diese Weise wird für jeden gegebenen Wert von η und k_2 der Wert von $\frac{p_0}{V_0}$, der die erforderliche Kammersteifheit ergibt, ermittelt. Dann wird das Volumen V_0 gewählt, wonach p_0 einen solchen Wert besitzen muß, daß das Verhältnis $\frac{p_0}{V_0}$ den erforderlichen Wert erhält.

Es verbleibt nur noch die Festsetzung der Größe des porösen Stopfens und dessen Strömungswiderstand. Dies wird wie folgt durchgeführt:

Der bereits ermittelte Wert von p_0 kann in die Gleichungen (3) und (4) eingesetzt und zugleich $\omega = \omega_0$ gesetzt werden, wodurch der Wert von $\omega_0 R_1 l$ festgesetzt wird. Dieser werde dargestellt durch

$$\omega_0 R_1 l^2 = K. \quad (14)$$

Danach ergibt die Eliminierung von $\omega_0 R_1 l$ zwischen den Gleichungen (12) und (14)

$$l A_p = \frac{K}{k_2}. \quad (15)$$

Somit ergibt sich, daß durch Festsetzen des Wertes von η und von l innerhalb der obigen kritischen Grenzwerte bei Dämpfen nach der Erfindung das benötigte Volumen des Stopfenmaterials $l A_p$ aus den bekannten Konstanten des Gerätes berechnet werden kann und gänzlich unabhängig von dem spezifischen Strömungswiderstand R_1 des Stopfenmaterials ist.

Es kann ein Stopfenmaterial mit Poren oder Löchern jeder Größe gewählt werden, die nur den durch die Gleichung (2) ausgedrückten Beschränkungen unterliegen. Danach folgt aus der Gleichung (12), daß bei feinkörnigem Material, d. h. wenn R_1 groß ist, das Verhältnis $\frac{l}{A_p}$ verhältnismäßig klein sein muß (man bemerke, daß k_2 eine Konstante des Gerätes ist, die im voraus festgesetzt oder bekannt ist). Mit anderen Worten, der Stopfen wird kurz und breit. Bei größerem Material wird der Stopfen länger und schmaler. Da ein Stopfen, ganz gleich, ob er lang oder

äußerst dünn ist, empfindlich und schwer zu handhaben ist, so wird der Wert von R_1 vorzugsweise so gewählt, daß der Stopfen ungefähr so lang wie breit ist.

Obwohl ein nach der Erfindung gebauter und akustisch gedämpfter Wandler ordnungsgemäß gedämpft wird und den gewünschten Frequenzgang besitzt, so hat sich doch gezeigt, daß, sofern nicht das effektive Volumen der Dämpfungskammer, beispielsweise 14 oder 121', einen gewissen kritischen unteren Grenzwert übersteigt, das Gerät eine ernstzunehmende Unlinearität zeigt. Übersteigt das effektive Volumen der Dämpfungskammer nicht den kritischen unteren Grenzwert, so wird der Ausschlag χ beispielsweise der Masse 1 oder 100 bei Einwirkung einer gegebenen Kraft F nicht direkt verhältnismäßig F , wie bei Wandlern erwünscht. Die Einrichtung arbeitet so, als hätte sie eine veränderliche Steifheit an Stelle einer konstanten, wie es bei linearen Wandlern erwünscht ist. Damit ein Wandler für jeden gewünschten Wert des Ausschlages χ linear arbeitet, ist es erforderlich, den Wert von V_0 so zu wählen, daß das Verhältnis der größten Volumenänderung ΔV in der Membrankammer, die von der größten Auslenkung der Membran bewirkt wird, zum ursprünglichen Volumen V_0 im wesentlichen gleich dem Verhältnis der resultierenden Veränderung des Druckes Δp in der Membrankammer zum ursprünglichen Druck p_0 wird, d. h.

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta p}{p_0}. \quad (16)$$

Ist der Stopfen offen, so daß Gas durch den Stopfen in die Atmosphäre oder in eine Endkammer, wie 120 oder 14', entweicht, deren Volumen so groß ist, daß der Druck ungeachtet des durch den Stopfen strömenden Gases im wesentlichen als konstant angesehen werden kann, so hat sich gezeigt, daß ein kleineres Volumen als das obengenannte verwendet werden kann. Mathematisch ausgedrückt wird die Bedingung:

$$\frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{\varepsilon}{\sqrt{\eta^2 + \varepsilon^2}} < \frac{1}{18}, \quad (17)$$

$$V_0 \geq \frac{18 \Delta V \varepsilon}{\sqrt{\eta^2 + \varepsilon^2}}, \quad (17a)$$

wobei ε und η wie bisher definiert sind. Danach hängt die Reduzierung des zulässigen Volumens von der Frequenz ab. Werden die Bedingungen als Funktion der Resonanzfrequenz definiert, so kann ε gleich 1 gesetzt werden. Weiterhin sei zwecks Erläuterung angenommen, es solle ein Wandler mit den Eigenschaften der Kurven 1 und 4 der Fig. 11 unter Verwendung irgendeiner Kurve entworfen werden, wobei $\eta = 2$ ist. Dann wird die Gleichung (17) abgewandelt zu

$$\frac{\Delta V}{V_0} \leq \frac{1}{8}. \quad (18)$$

Würde die Membran nicht durch den Überdruck A_p in der Membrankammer, der aus der Verringerung des Volumens infolge der Bewegung der Membran herrührt, beaufschlagt werden, so würde nach der Gleichung (18) die Volumenänderung einfach $\Delta V = A_e \chi$ sein, wobei χ die Auslenkung der Mitte der Membran ist. Jedoch bewirkt bei einer biegsamen Membran der Druck tatsächlich, daß diese sich nach rückwärts ausbaucht, wobei das Volumen des verdrängten Gases (s. Fig. 10) um einen Betrag reduziert wird, der in

der Fig. 10 durch den gestrichelten Teil dargestellt ist, wenn der Druck auf die Membran in Pfeilrichtung ausgeübt wird. Soweit es sich um die Größe des Überdruckes handelt, so ist die Wirkung dieselbe, als wenn die Volumenänderung noch $A_e \chi$ wäre, wobei jedoch das Volumen der Kammer auf den Wert $V_0 + k_3 p_0$ vergrößert erscheint. Mit dieser Modifikation wird die Gleichung (18):

$$\frac{A_e \chi}{V_0 + k_3 p_0} \leq \frac{1}{8} \quad (19)$$

In dieser Gleichung ist k_3 das »Ausbauchungsvolumen« pro Druckeinheit (s. Fig. 10), gemessen bei bewegungslos gehaltener Membranmitte während Ausübung des Druckes. Das Ausbauchungsvolumen ist das Volumen zwischen der unabgelenkten Membran und der ausgebauchten Membran, wenn auf diese ein Druck ausgeübt wird und die Membranmitte unbeweglich gehalten wird.

Die Größe $V_0 + k_3 p_0$ kann das »effektive Volumen« der Kammer genannt werden, wobei die obige Beziehung [Gleichung (19)] das Volumen ergibt, das für jede gegebene Membran und Druck in der Kammer erforderlich ist, damit der Wandler linear (innerhalb der gewählten Grenzen) bis zu dem für das Gerät gewählten Höchstausschlag χ , d. h. bis zu dessen maximaler Skalenablenkung, wird.

Wird nunmehr bei der Konstruktion der Kammer der oben für den Wert V_0 abgeleitete effektive Wert des Kammervolumens in die Gleichung (13) eingesetzt, so erhält man

$$p_0 = \frac{V_0 \eta k_2}{1 - k_3 \eta k_2} \quad (20)$$

Daraus geht hervor, daß mit zunehmenden Werten von k_3 (d. h. je leichter sich die Membran ausbaucht) der Nenner in der Gleichung (20) um so kleiner wird, so daß p_0 um so größer werden muß. Bei einer starren Membran, etwa einem Kolben, bei der $A_e = A$ ist, wird $k_3 = 0$.

Ein kritisches Erfordernis für nach der Erfindung entworfene Dämpfer ist die Verwendung einer Membran, die so konstruiert ist, daß

$$k_3 < \frac{1}{\eta k_2} \quad (21)$$

und vorzugsweise

$$k_3 < \frac{1}{2 \eta k_2} \quad (22)$$

wird.

Ist k_3 genügend klein, so kann das kleinste effektive Volumen, das sich mit dem geforderten Grad der Linearität vereinbaren läßt, wie bereits erläutert, benutzt werden, beispielsweise das kleinste nach der Gleichung (19) zulässige effektive Volumen, wonach

$$V_0 + k_3 p_0 = 8 A_e \chi$$

ist.

Wird dieser Wert in die Gleichung (20) eingesetzt, so ergibt sich

$$p_0 \geq 8 A_e \chi \eta k_2 \quad (23)$$

Der Anfangsgasdruck in der Membrankammer und dem Stopfen muß zumindest den Wert des Ausdrucks

$8 A_e \chi \eta k_2$ [Gleichung (23)] haben, damit der gewünschte Dämpfungsgrad, wie beschrieben, erreicht wird.

Patentansprüche:

1. Vorrichtung zur pneumatischen Dämpfung eines schwingenden mechanischen Systems, insbesondere für Meßgeräte, mit einer Dämpfungskammer, die in mindestens einer ihrer Wände eine Anzahl oder eine Gruppe von Öffnungen aufweist, durch die ein Gas in die Kammer hinein- und aus der Kammer herausströmen kann, sowie mit einem oszillierend beweglichen Organ, das über ein Übertragungsglied mit einer Membran verbunden ist, die an die Dämpfungskammer angrenzt, dadurch gekennzeichnet, daß der akustische Blindwiderstand der Öffnungen kleiner ist als der akustische Wirkwiderstand der Öffnungen.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Größe und die Anzahl der Öffnungen (8) so gewählt sind, daß der akustische Blindwiderstand weniger als 20% des akustischen Wirkwiderstandes beträgt.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch eine ein Fach umschließende Wandung (119') und im Abstand voneinander angeordnete Wände innerhalb dieses Fachs, welche dieses in drei Kammern (120, 121', 121) unterteilen, von denen die eine Wand eine Membran (114) mit einander gegenüberstehenden Oberflächen ist, durch eine die Bewegungen übertragende Verbindung (111) zwischen dem oszillierenden Organ (100) und der Membran, deren eine Oberfläche einer der Seitenwände einer der Kammern zugewandt ist, wobei der Raum zwischen der Membran und dieser Seitenwand eine Dämpfungskammer (121') begrenzt, durch Öffnungen in den Seitenwänden, die die Dämpfungskammer mit einer der anderen Kammern verbinden, und durch einen Nebenschluß (122), der die beiden Kammern unter Umgehung der Dämpfungskammer miteinander verbindet (Fig. 5).

4. Vorrichtung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch ein Gehäuse (101), durch eine in dem Gehäuse schwingfähig angebrachte Masse (100), durch einen Druckmitteldurchlaß (107) zwischen dem Inneren des Gehäuses und einer Seite der Membran (114), durch eine abgeschlossene pneumatische Dämpfungskammer, wobei die Membran mit ihrer gegenüberliegenden Seite in Druckmittelverbindung mit der Dämpfungskammer steht, durch eine zweite Kammer, durch einen Druckmitteldurchlaß zwischen der Dämpfungskammer und der zweiten Kammer, durch einen porösen Stopfen in dem Druckmitteldurchlaß, durch einen Nebenschluß, der die zweite Kammer und das Gehäuse miteinander verbindet, und durch eine Gasfüllung in den Kammern (Fig. 5).

5. Vorrichtung nach Anspruch 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Betrag des Produktes aus der Dämpfungskonstante a für das Material des porösen Stopfens und die Länge l des Stopfens in der Strömungsrichtung des Gases kleiner als 1,5 und größer als 0 ist (Parameter a und l in Zentimeter-Gramm-Sekunden-Einheiten gemessen) und daß der spezifische Strömungswiderstand R_1 des Stopfens je Längeneinheit größer ist als das Produkt der Dichte ρ_0 des Gases in dem Stöpsel

multipliziert mit dem Strukturfaktor k des Stopfenmaterials und mit der Kreisfrequenz ω der vibrierenden Masse.

6. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Öffnungen sich in einem porösen Stopfen (8, 9, 118, 119) befinden, der von der Membran (7) getragen ist, und daß der Stopfen so dimensioniert ist, daß das Produkt aus der Länge l des Stopfens und der Dämpfungskonstante a des Materials des Stopfens im Bereich zwischen 0 und 1,5 liegt (Fig. 3).

7. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Stopfen so dimensioniert ist, daß das Produkt aus der Länge l des Stopfens und der Dämpfungskonstante a des Stopfenmaterials nicht größer als 0,5 ist.

8. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Membran (7) eine Wand

zwischen zwei Kammern (14, 14') darstellt, die mit Hilfe eines Druckregelventils (18) unter einem geeigneten Druck gehalten sind (Fig. 2 und 3).

9. Vorrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Öffnungen in einem porösen Stopfen (118) befinden, der in einer der Seitenwände untergebracht ist (Fig. 5).

In Betracht gezogene Druckschriften:

Deutsche Patentschriften Nr. 595 695, 618 994;
deutsche Auslegeschrift Nr. 1 032 011;
britische Patentschrift Nr. 277 969;
französische Patentschrift Nr. 642 787;
USA.-Patentschriften Nr. 2 713 466, 2 618 776,
2 573 286, 2 453 548;
Archiv für Technisches Messen, 1932, Bl. J 014-2;
Beranek, Acoustic Measurements, John Wiley
& Sons, 1949, S. 351 ff., 840 ff., 857 ff.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen

Fig. 4

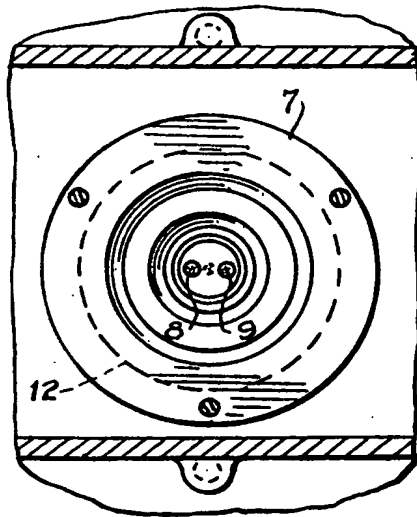


Fig. 2

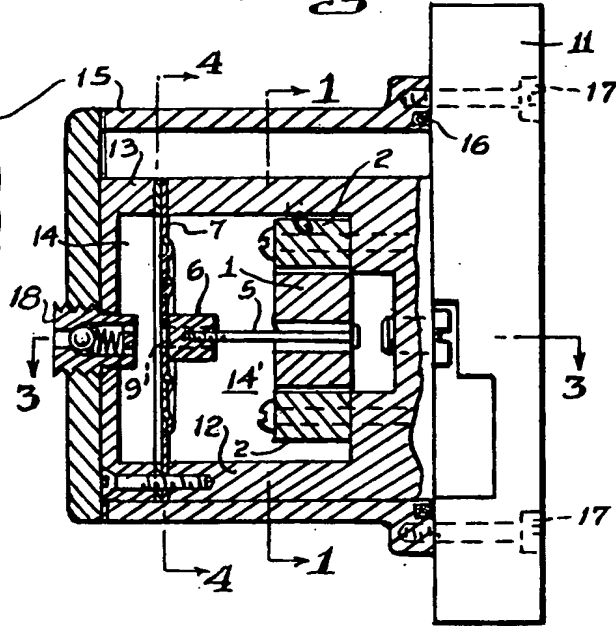
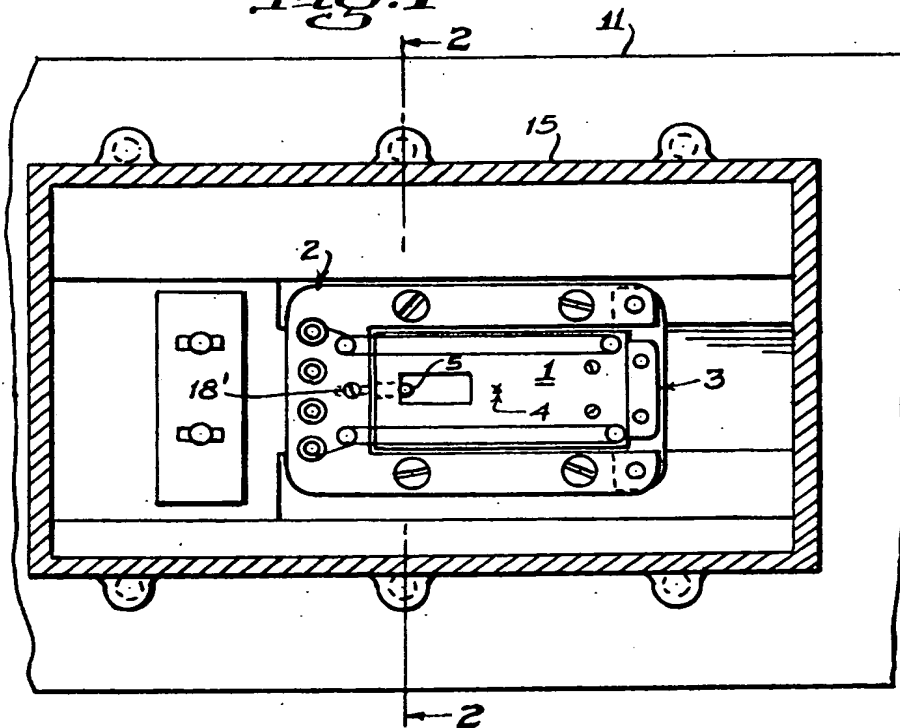


Fig. 1



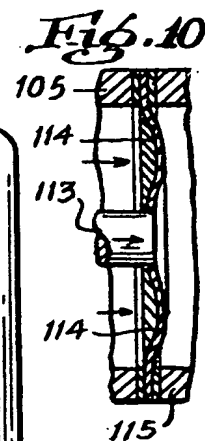
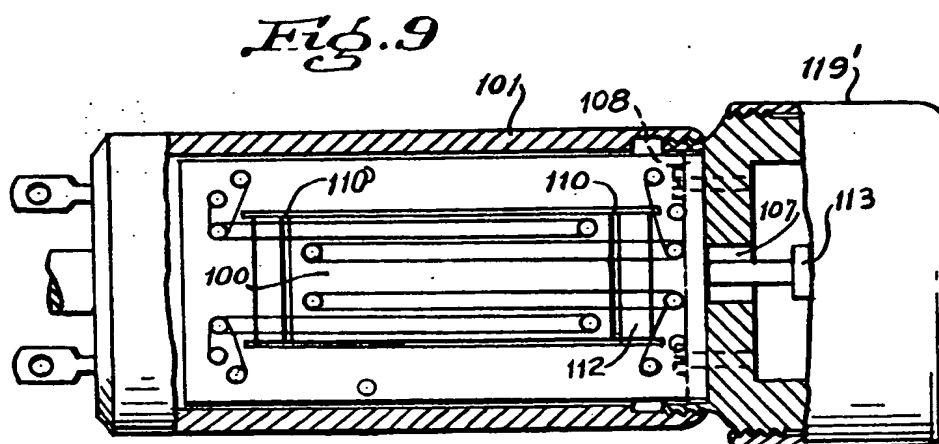
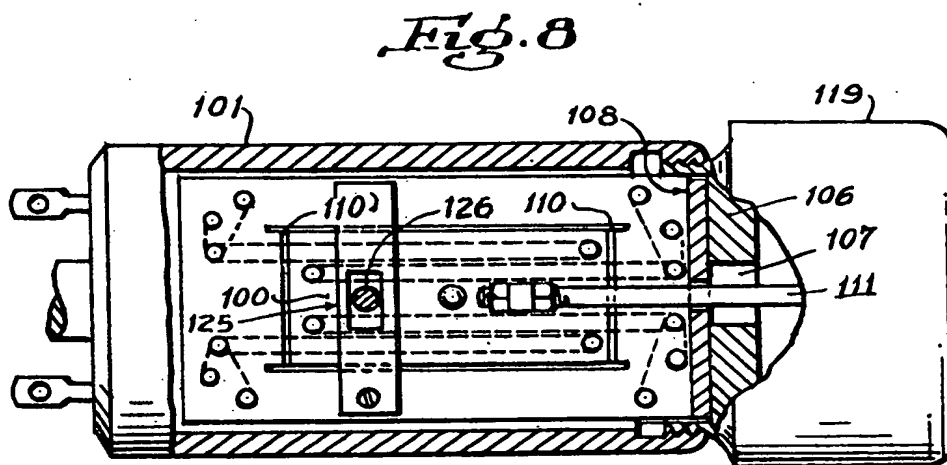
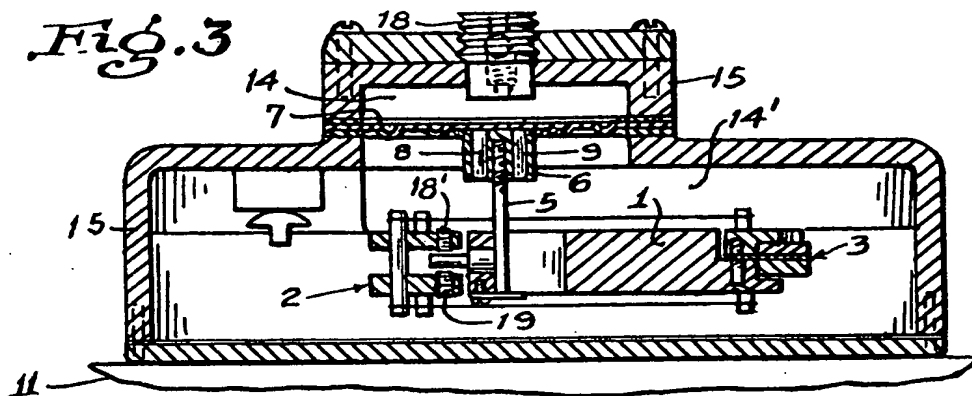


Fig. 5

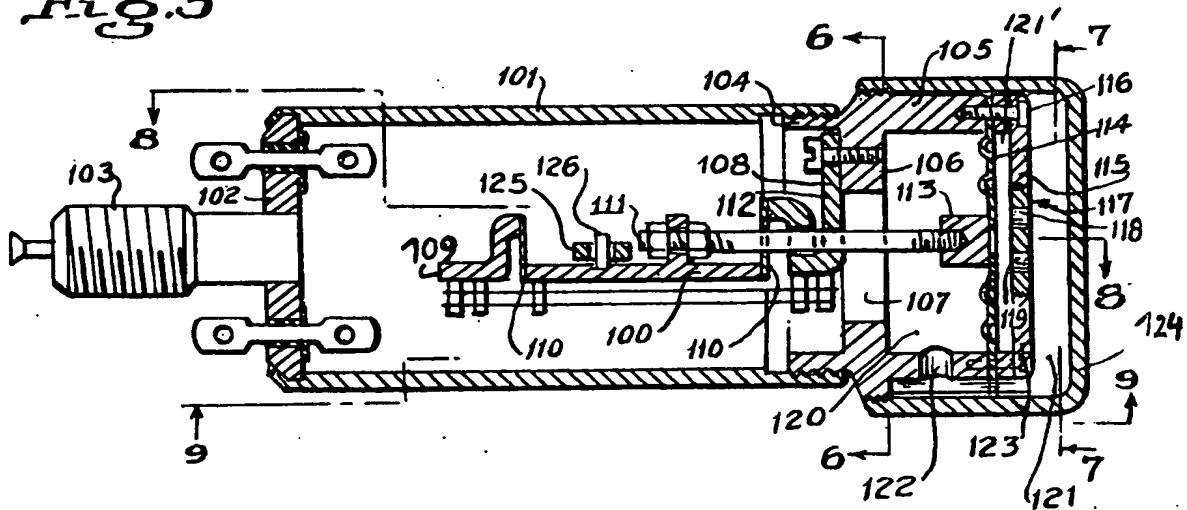


Fig. 6

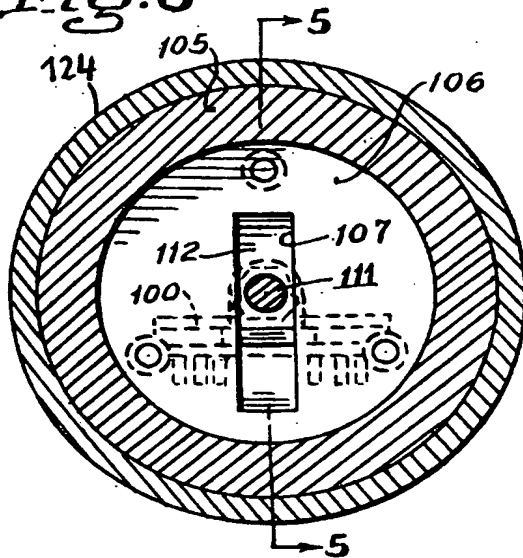


Fig. 7

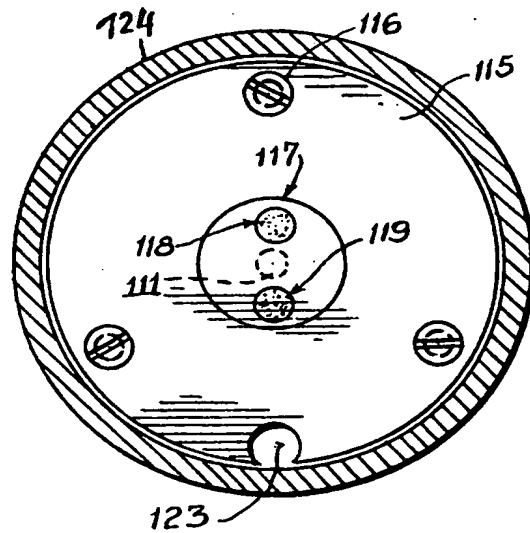
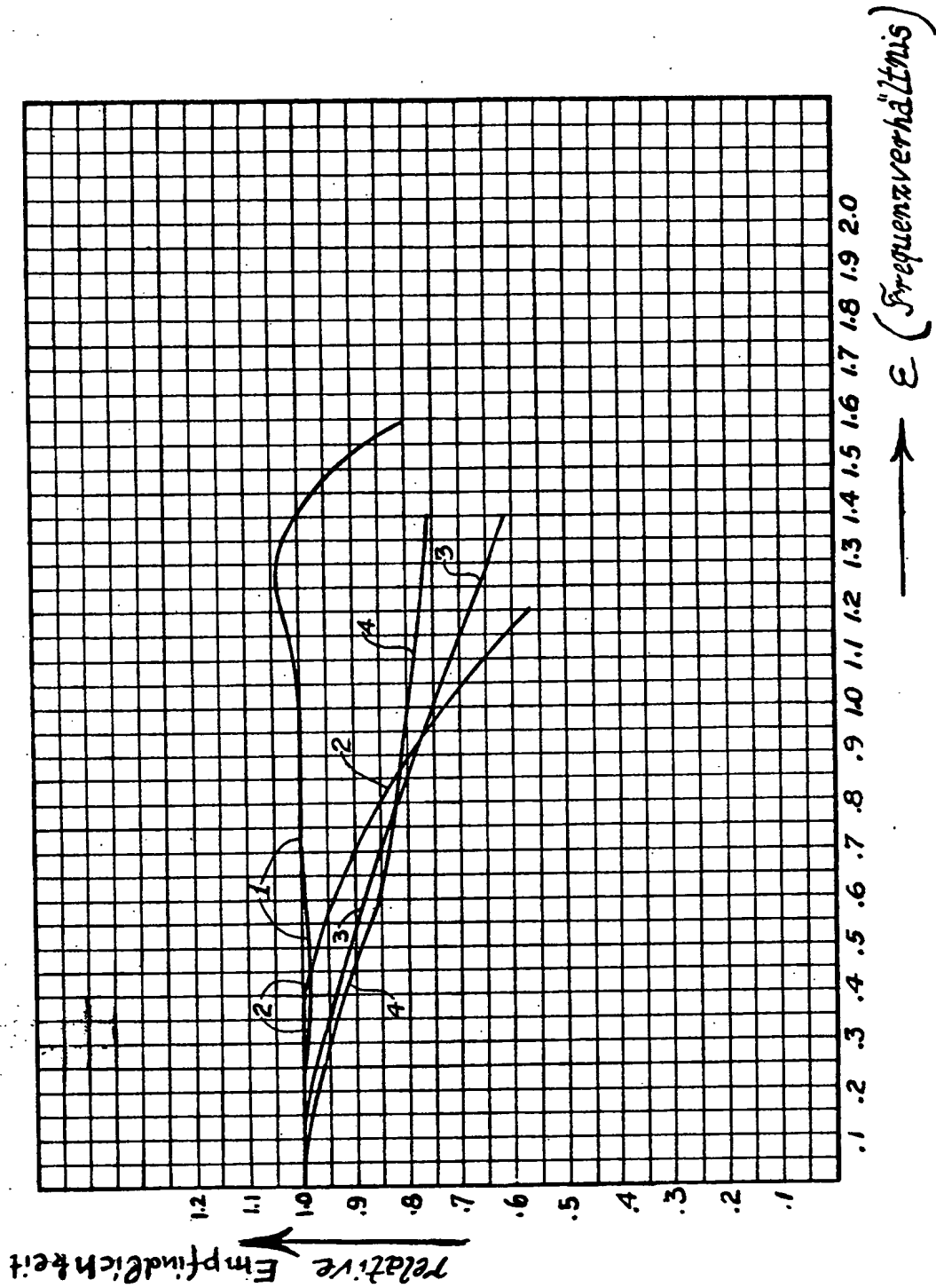


Fig. 11



Nummer: 1 248 958
 Int. Cl.: G 01 d
 Deutsche Kl.: 42 d - 1/01
 Auslegetag: 31. August 1967

Fig. 12

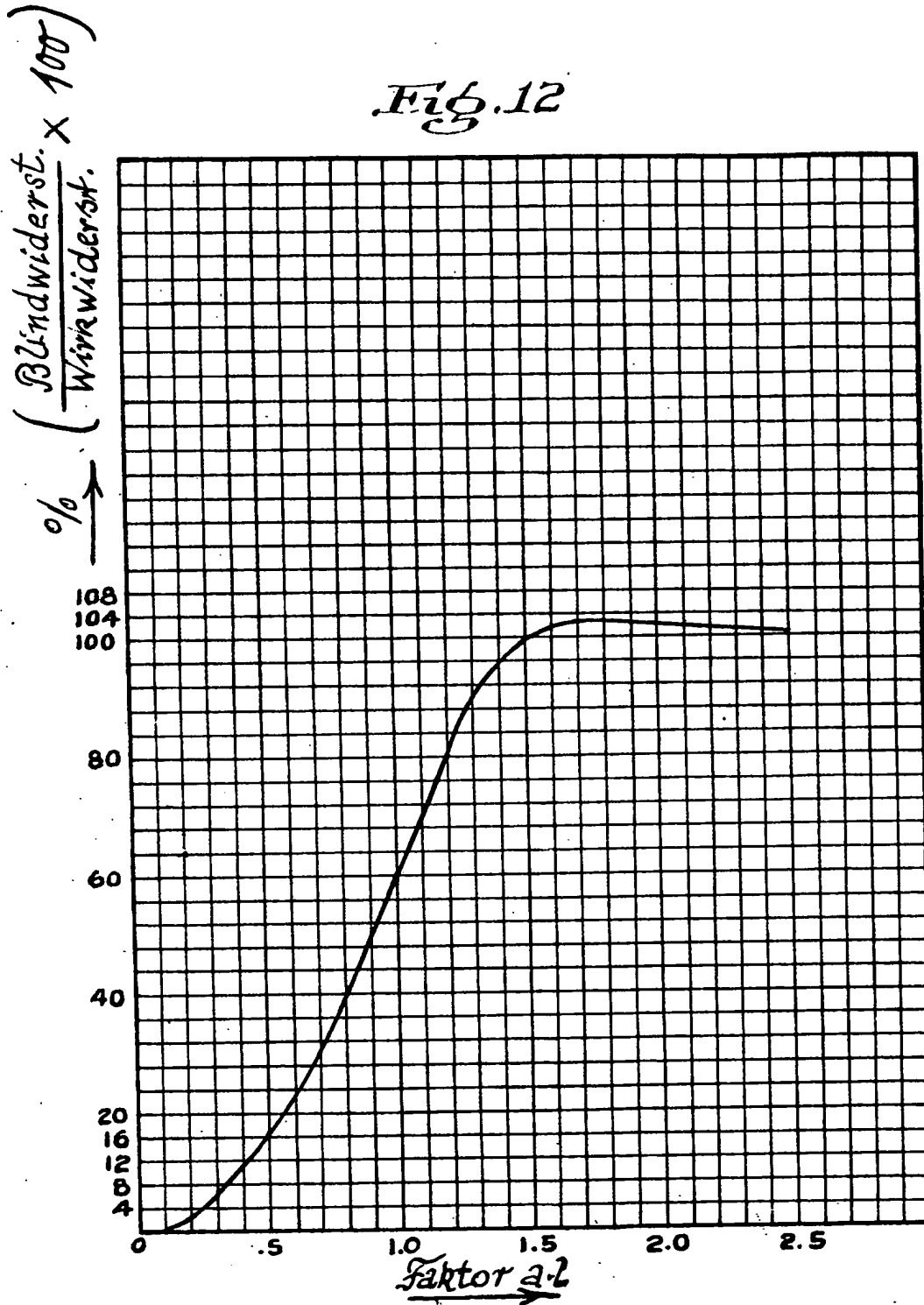


Fig. 13

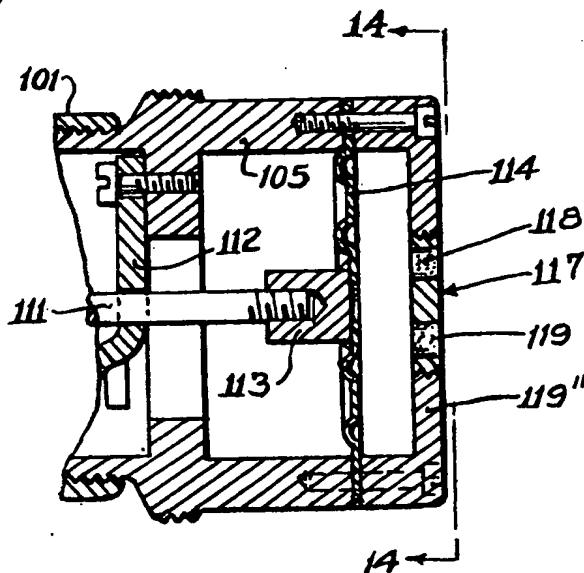
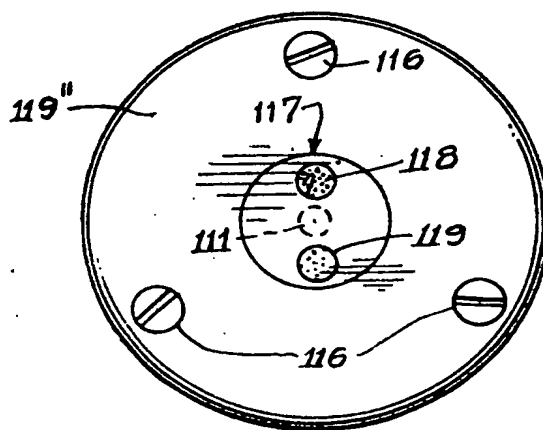


Fig. 14





PATENTSCHRIFT

1 248 958

Int. Cl.: G 01 d

Deutsche Kl.: 42 d - 1/01

Nummer: 1 248 958

Aktenzeichen: St 13144 IX b/42 d

Anmeldetag: 5. September 1957

Auslegetag: 31. August 1967

Ausgabetag: 28. März 1968

Patentschrift stimmt mit der Auslegeschrift überein

1

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur pneumatischen Dämpfung eines schwingenden mechanischen Systems, insbesondere für Meßgeräte, mit einer Dämpfungskammer, die in mindestens einer ihrer Wände eine Anzahl oder eine Gruppe von Öffnungen aufweist, durch die ein Gas in die Kammer hinein- und aus der Kammer herausströmen kann, sowie mit einem oszillierend beweglichen Meßorgan, das über ein Übertragungsglied mit einer Membran verbunden ist, die an die Dämpfungskammer angrenzt.

Es ist bereits bekannt, die Luft aus einer Dämpfungskammer über Kapillarwiderstände abströmen zu lassen und dabei deren lineare Dämpfungswirkung auszunutzen.

Es ist ferner eine Dämpfungsvorrichtung für hydraulische oder pneumatische Steuerimpulsleitungen eines Druckanzeige- oder Regelgerätes bekannt, die aus der Vereinigung von Drosselstrecke und Dämpfungskammer besteht und dem Anzeige- oder Regelgerät vorgeschaltet ist. Bei dieser Vorrichtung ist die hinter der Drosselstrecke angeordnete Dämpfungskammer in an sich bekannter Weise raumveränderlich, so daß sie bei jeder Druckwelle vergrößert wird. Durch diese bekannte Vorrichtung werden die Nachteile von Membranen mit gegeneinander versetzten kleinen Bohrungen vermieden, die darin bestehen, daß die Elastizität der Membranen der Größe der anfallenden Druckwellen angepaßt sein muß, damit das angestrebte Ausschwingen der Membranen eintritt.

Zum Dämpfen der Schwingungen eines mechanischen Systems hat man bisher Dämpfungszyylinder zum Komprimieren der Luft in einer Kammer verwendet, wobei die Luft durch eine Öffnung gepreßt und in die Atmosphäre oder in irgendeine verhältnismäßig große Kammer entlassen wird. Das zu dämpfende vibrierende System steht mit einer Einrichtung in Verbindung, welche die Luft in einer Kammer verdrängt, wodurch die Luft zusammengedrückt und gezwungen wird, durch die Öffnung zu strömen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Dämpfungsvorrichtung für schwingende Systeme zu schaffen, die eine geringe Frequenzabhängigkeit der Dämpfung aufweist und die sich insbesondere für Meßgeräte eignet.

Die gestellte Aufgabe wird, ausgehend von einer Vorrichtung der eingangs beschriebenen Art, erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß der akustische Blindwiderstand der Öffnungen kleiner ist als der akustische Wirkwiderstand der Öffnungen. Vorzugsweise sind die Größe und die Anzahl der Öffnungen so gewählt, daß der akustische Blindwiderstand weniger als 20% des akustischen Wirkwiderstandes beträgt.

Vorrichtung zur pneumatischen Dämpfung eines schwingenden mechanischen Systems, insbesondere für Meßgeräte

Patentiert für:

Statham Laboratories, Inc.,
Los Angeles, Calif. (V. St. A.)

Vertreter:

Dr.-Ing. H. Ruschke, Patentanwalt,
München 27, Pienzenauer Str. 2

Als Erfinder benannt:

Cecil K. Stedman, Enumclaw, Wash. (V. St. A.)

Beanspruchte Priorität:

V. St. v. Amerika vom 11. Oktober 1956
(615 397)

2

Für den Sonderfall eines einzelnen Durchlasses, ganz gleich welcher Form, gibt es eine obere Grenze für die zulässige Größe der zugehörigen Öffnung, die um so kleiner ist, je höher die Frequenz der zu dämpfenden Einrichtung ist. Beispielsweise muß bei einer runden Öffnung der Radius r kleiner sein als die Quadratwurzel der kinematischen Viskosität ν des Gases, dividiert durch die Frequenz f :

$$r^2 < \frac{\nu}{f} \quad (1)$$

Wird diese Beziehung gestört, dann wird die Trägheit des Gases in der Öffnung im Verhältnis zum viskosen Widerstand groß. Danach wirken die Öffnungen nicht mehr als wirksame Dämpfer, und der Strömungswiderstand ändert sich mit der Frequenz, anstatt praktisch konstant zu bleiben; dabei kann die Strömung turbulent werden.

Eine untere Grenze für die Größe einer Öffnung ist dadurch gesetzt, daß die optimale Dämpfung des mechanischen Systems eine bestimmte Strömungsmenge des durch die Öffnung strömenden Gases je Druckeinheit in der Kammer vorschreibt (im folgenden als Strömungswiderstand der Öffnung bezeichnet). Sind die Eigenschaften des mechanischen Systems derart, daß der auf diese Weise aufgestellte untere Grenzwert kleiner ist als der obengenannte obere Grenzwert, so ist es möglich, die günstigste Dämpfung der Einrichtung mit Hilfe einer einzigen Öffnung zu erreichen. Jedoch bietet dieser Sonderfall begrenzte Verwendungsmöglichkeiten. Im allgemeinen können diese beiden Grenzwerte in bezug auf die Größe der Öffnung nicht miteinander in Einklang gebracht werden, und es ist unmöglich, mit einer einzigen Öffnung die günstigste Dämpfung zu erreichen.

Es hat sich gezeigt, daß die oben beschriebenen Einschränkungen überwunden werden können, wenn eine mit Poren versehene Membran verwendet wird. Diese Membran wird als »poröser Stopfen« bezeichnet. Derartige Membranen können durch Zusammen-sintern oder sonstiges Vereinigen kleiner Teilchen, beispielsweise unter Anwendung von Metallpulververfahren, hergestellt werden. Sie können auch perforierte Platten sein.

Eine Ausgestaltung der Erfindung ist die pneumatische Dämpfung eines schwingenden mechanischen Systems durch Verwendung einer Dämpfungskammer, die durch einen porösen Stopfen in die Atmosphäre oder in eine hiernach als Endkammer bezeichnete Kammer derart entlüftet wird, daß der Stopfen eine im wesentlichen reine Wirkwiderstandsdämpfung bewirkt. Die Endkammer ist derartig ausgebildet, daß der Überdruck darin bei einer Kompression des Gases in der Dämpfungskammer so klein bleibt, daß er unbedeutend ist und auf den porösen Stopfen im wesentlichen keine Rückstellkraft ausübt. Dieser Umstand ermöglicht es, daß der Stopfen selbst nur in unbedeutendem Maße die Steifheit oder die Masse des pneumatisch gedämpften schwingenden Systems erhöht. Dieses Ergebnis ist höchsterwünscht, da die akustische Steifheit oder die akustische Masse eines porösen Materials sich rasch mit der Frequenz ändert. Da diese schwankenden Größen der konstanten Masse und Steifheit des schwingenden Systems hinzugefügt werden, so wird der Frequenzgang nachteilig beeinflusst. Im besonderen ist die Frequenz, bei der die Empfindlichkeit erstmals merklich von der Empfindlichkeit bei der Frequenz Null abweicht, niedriger, als es sonst der Fall sein würde.

In der nun folgenden Beschreibung ist die Vorrichtung nach der Erfindung an Hand schematischer Zeichnungen im einzelnen näher erläutert. In der Zeichnung ist

Fig. 1 ein Schnitt durch eine Ausführungsform der Vorrichtung nach der Erfindung längs der Linie 1-1 der Fig. 2,

Fig. 2 ein Schnitt längs der Linie 2-2 der Fig. 1,

Fig. 3 ein Schnitt längs der Linie 3-3 der Fig. 2,

Fig. 4 ein Teilschnitt längs der Linie 4-4 der Fig. 2,

Fig. 5 ein Schnitt längs der Linie 5-5 der Fig. 6 einer anderen Ausführungsform der Vorrichtung nach der Erfindung,

Fig. 6 ein Schnitt längs der Linie 6-6 der Fig. 5,

Fig. 7 ein Schnitt längs der Linie 7-7 der Fig. 5,

Fig. 8 ein Schnitt längs der Linie 8-8 der Fig. 5,

Fig. 9 ein Schnitt längs der Linie 9-9 der Fig. 5, Fig. 10 eine schematische Darstellung des Prinzips der Erfindung,

Fig. 11 eine graphische Darstellung des Frequenzganges gedämpfter Systeme,

Fig. 12 eine graphische Darstellung, die der später beschriebenen Tabelle entspricht,

Fig. 13 ein Schnitt durch eine weitere Ausführungsform der Erfindung,

Fig. 14 eine Draufsicht, von der Linie 14-14 der Fig. 13 aus gesehen.

Um eine im wesentlichen reine Wirkwiderstandsdämpfung zu erzielen, muß die Ausführung des porösen Stopfens (oder der Stopfen, wenn mehr als einer verwendet wird) zwei kritischen Beziehungen genügen. Erstens muß das poröse Material dem Kriterium genügen, daß der nachstehende Bruch groß gegen 1 sein soll

$$\frac{R_1}{\rho_0 k \omega} \gg 1, \quad (2)$$

wobei R_1 den spezifischen Strömungswiderstand pro Längeneinheit des Stopfenmaterials, k den Struktur-faktor des Materials, ρ_0 die Dichte des Gases in dem Stopfen, die dieselbe ist wie die in der Dämpfungskammer, und ω die Kreisfrequenz darstellt. Dieses Verhältnis (2) beträgt zweckmäßigerweise 5 bis 10 oder auch mehr, wobei vorzugsweise ein Wert von 10 oder mehr zum Erhalten bester Ergebnisse verwendet wird.

Ferner ist erforderlich, daß die Länge l des Stopfens (oder jedes Stopfens, wenn mehrere verwendet werden), in der Strömungsrichtung des Gases gemessen, eine kritische Beziehung zur Dämpfungskonstante a des Stopfenmaterials, bei der Resonanzfrequenz gemessen, besitzt, derart, daß deren Produkt für jeden Stopfen größer als Null und gleich oder kleiner als ein kritischer oberer Grenzwert (k_1) sein muß.

Dieses Verhältnis wird durch die Gleichung ausgedrückt:

$$0 < al \leq k_1, \quad k_1 < 0,5 \text{ (s. unten)}. \quad (3)$$

Bei Stopfen mit gleichbleibender Querschnittsfläche beträgt, wenn $al = 0,30$ ist (wobei a und l in Zentimeter-Gramm-Sekunden-Einheiten ausgedrückt sind), der akustische Blindwiderstand des Stopfens 6,5% des akustischen Wirkwiderstandes des Stopfens. Je nach der Flachheit der für ein besonderes Verwendungsgebiet erforderlichen Frequenzgangkurve kann ein etwas größerer Prozentsatz zugelassen werden. Zur vollen Ausnutzung der erfindungsgemäßen Wirkung ist es günstig, wenn der akustische Blindwiderstand des akustischen Systems wesentlich geringer ist als der akustische Wirkwiderstand, wobei der Wert von k_1 vorzugsweise kleiner als 0,5 sein soll und ein Wert von 1,5 mit dem Zweck der Erfindung nicht im Einklang stände.

Die Fig. 12 zeigt in Kurvenform die Auswirkung (für Stopfen mit gleichförmigem Querschnittsbereich) des Wertes des Faktors al auf das Verhältnis des Blind- zum Wirkwiderstand, in Prozenten ausgedrückt, bei der Resonanzfrequenz. Die nachstehende Tabelle gibt die Werte an, die der Kurve zugrunde liegen.

$a \cdot l$	%
0,2	2,5
0,3	6,5
0,4	11,0
0,5	17,0
0,8	40
1,0	61
1,2	80
1,5	100
1,75	103
2,10	102
2,5	101

$$\frac{\text{Blindwiderstand}}{\text{Wirkwiderstand}} \cdot 100.$$

Daraus geht hervor, daß eine Erhöhung des Faktors k_1 auf 0,8 den Blindwiderstand auf 40% des Wirkwiderstandes erhöht (vgl. Fig. 12). Beispielsweise kann der Wert von k_1 auf ungefähr 0,5 erhöht werden und kann dort, wo der unerwünschte Blindwiderstand ungefähr 17% des Wirkwiderstandes beträgt, jeden Wert besitzen, der kleiner als ungefähr 0,5 ist.

Das Verhältnis des akustischen Blindwiderstandes zum akustischen Wirkwiderstand wächst an, wenn der Wert von k_1 ansteigt. Vorzugsweise wird der Wert von l derart gewählt, daß dieses Verhältnis kleiner als 1 ist. Je kleiner der Wert von k_1 ist, desto flacher ist die Frequenzgangkurve des gedämpften Systems. Wird der Wert von k_1 übermäßig hoch infolge Verwendens eines Stopfens, dessen Länge größer ist als die günstigste Länge für einen gegebenen Wert von a , oder durch Wählen eines ungeeigneten hohen Wertes für a bei einem Stopfen gewählter Länge, so zeigt die Frequenzgangkurve bei niedrigen Frequenzen einen unerwünschten Abfall.

Der Strukturfaktor k und die Dämpfungskonstante a , die der reelle Teil der komplexen Fortpflanzungskonstante $a + jb$ ($j = \sqrt{-1}$) ist, sind für Sachkundige der akustischen Technik geläufige Größen. Eine genaue Definition der Größe a und der komplexen Funktion $a + jb$ sowie des akustischen Blindwiderstandes und des akustischen Wirkwiderstandes nebst einer Beschreibung der Einrichtung, mit deren Hilfe diese Größen gemessen werden können, findet sich in dem Buch »Acoustic Measurements« von Beranek, herausgegeben 1949 von John Wiley and Sons, auf den Seiten 351ff., 840ff., 857ff. In demselben Werk wird auf Seite 844ff. eine Einrichtung zum Messen von R_1 für poröse Materialien beschrieben. Besteht der poröse Stopfen aus einer perforierten Platte, so beträgt der effektive Wert von $R_1 = \frac{8 \mu A_p}{n \pi v^4}$ und der Strukturfaktor $k = 1$. Die Größe A_p ist der Bereich der Platte, in dem die Löcher gebohrt sind, n ist die Anzahl der Löcher, und $\frac{8 \mu A_p}{n \pi v^4}$ ist die Viskosität des Gases in den Löchern.

Der Wert des Produktes al kann dadurch festgesetzt werden, daß entweder ein Material mit dem gewünschten Wert von a gewählt oder ein oder mehrere Stopfen mit der erforderlichen Länge l verwendet werden oder auch indem die Werte beider Parameter passend gewählt werden. Wird der durch die Gleichung (2) ausgedrückten Bedingung genügt, so kann a dar-

gestellt werden durch

$$a^2 = \frac{\omega R_1}{4p}, \quad (4)$$

5 wobei p der Durchschnittsumgebungsdruck in der Dämpfungskammer ist.

Bei Stopfen mit nicht gleichförmiger Querschnittsfläche, d. h. bei denjenigen, deren Querschnittsfläche sich längs der Längenausdehnung ändert, kann eine entsprechende Tabelle dadurch erhalten werden, daß der akustische Blindwiderstand und der akustische Wirkwiderstand bei Stopfen verschiedener Länge, jedoch derselben geometrischen Form ermittelt werden. Auf diese Weise kann für jede Stopfenform eine solche Länge gewählt werden, daß der akustische Blindwiderstand im Vergleich zum akustischen Wirkwiderstand genügend niedrig ist, so daß die Kurve des Frequenzganges keinen unerwünschten Abfall bei niedriger Frequenz zeigt, beispielsweise indem der akustische Blindwiderstand auf weniger als ungefähr 20% des akustischen Wirkwiderstandes festgesetzt wird.

Sind die obengenannten Bedingungen erfüllt, dann ergibt sich, daß die akustische Impedanz Z_p des porösen Stopfens im wesentlichen gleich $R_1 l$ ist. Durch eine derartige Bemessung wird nicht nur ein Dämpfungseffekt erzielt, der frei von unerwünschten Steifheits- oder Trägheitseffekten ist, sondern auch ein im wesentlichen frequenzunabhängiges Verhalten.

30 Zur Erläuterung der Anwendung des obigen Prinzips wird nunmehr auf die Fig. 1 bis 7 verwiesen, die Ausführungsformen von Wandlern zeigen, die mit der erfindungsgemäß ausgebildeten Dämpfungsvorrichtung ausgestattet sind.

Bei dem Wandler nach Fig. 1 bis 4 besitzt die vibrierende Masse zur Membran eine solche Beziehung, daß die Größe der Bewegung der Membran ein Vielfaches oder ein Bruchteil der Bewegung des Massenmittelpunktes einer zu dämpfenden Masse ist, d. h., das Hebelverhältnis zwischen der zu dämpfenden Masse und der Membran ist nicht 1.

Die in der Fig. 1 dargestellte Ausführungsform ist ein Beschleunigungsmesser, bei dem das Fühlersystem ein genaues Abbild des in der USA.-Patentschrift 2 453 548 dargestellten und beschriebenen Systems ist.

Nach den Fig. 1 bis 4 ist eine Masse 1 an dem einen Ende mit einer flachen Feder 3 verbunden, die an einen Rahmen 2 und die Masse angeklemt ist, so daß die Masse eine Gelenkverbindung an einer Biegelinie der flachen Feder besitzt. Der Massenmittelpunkt der zu dämpfenden trägen Masse ist mit 4 bezeichnet. Die Masse ist über eine zentral angeordnete Stange 5 mit einem zylindrischen Ansatz 6 verbunden, der seinerseits mit einer biegsamen metallenen Membran 7 konzentrisch verbunden ist. Nach der Darstellung befindet sich der Massenmittelpunkt 4 zwischen der Biegelinie und dem Befestigungspunkt der Stange 5 mit der Masse 1. Wie weiter unten noch beschrieben wird, kann die Stange an der Masse zwischen dem Massenmittelpunkt und der Biegelinie befestigt werden. Soll das Hebelverhältnis 1 betragen, so kann die Stange mit dem Massenmittelpunkt verbunden werden. Der Ansatz 6 trägt zwei zylindrische poröse Stopfen 8 und 9, die aus demselben Material hergestellt sind und die gleiche Länge besitzen. Die Membran 7 ist an ihren Kanten an einen zylindrischen Flansch 12 angeklemt, der an dem Rahmen 2

angebracht ist, welcher Rahmen an einer Basis 11 befestigt ist. Die Membran ist mit Hilfe einer Kappe 13 an den Flansch 12 angeklemt und bildet zusammen mit der Kappe eine abgeschlossene Dämpfungskammer 14. Die ganze Anordnung ist von einem Gehäuse 15 umgeben, das auf der Basis 11 mit Hilfe einer Dichtung 16 und von Schrauben 17 einen flüssigkeits- und gasdichten Sitz erhält. Die Dämpfungskammer 14 steht mit einer Endkammer 14' im Innern des Gehäuses 15 über die porösen Stopfen 8 und 9 in Verbindung, wobei die Kammern 14 und 14' mit Hilfe eines geeigneten Druckventils 18 unter jeden gewünschten Druck gesetzt werden können.

Die Schwingung der Masse 1 auf den Federn 2 wird auf die Membran übertragen, die abwechselnd eine Verdichtung und Verdünnung des Gases in der Dämpfungskammer 14 bewirkt, so daß das Gas durch die porösen Stopfen 8 und 9 in die Endkammer 14' hinein- und herausströmt. Diese Vibration wird, wie noch beschrieben wird, akustisch gedämpft. Der höchstzulässige Ausschlag der Masse 1 und die größte Volumenänderung werden durch Einstellen von Anschlägen 18' und 19 festgesetzt.

Die Fig. 5 zeigt eine weitere Anwendung der Erfindung, wobei das Hebelverhältnis gleich 1 ist.

Nach dieser Figur ist in dem einen Ende eines Gehäuses 101 eines Beschleunigungsmessers eine druckdichte Kappe 102 befestigt, die einen Einlaß 103 besitzt. Das andere Ende des Gehäuses 101 ist mit einem an einem Ring 105 befindlichen Flansch 104 verbunden, welcher Ring eine Innenschulter 106 mit einer Mittelbohrung 107 aufweist. An der Innenschulter 106 ist ein Winkelstück 108 befestigt, das einen Rahmen 109 mit einer Mittelöffnung trägt, in der eine rechteckige Masse 100 an zwei flachen Federn 110 angebracht ist. In die Masse und den Rahmen sind isolierte Stifte eingesetzt, über die Spanndrähte gezogen sind, entsprechend der in der USA.-Patentschrift 2.573.286 dargestellten Konstruktion.

Die Masse 100 steht mit Hilfe einer durch eine Öffnung 112 in dem Winkelstück 108 (112 in Fig. 13) laufenden Stange 111 mit einem zylindrischen Ansatz 113 in Verbindung, der seinerseits mit einer biegsamen metallenen Membran 114 verbunden ist, welche an den Kanten mit Hilfe einer Kappe 115 und von Schrauben 116 an den Ring 105 angeklemt ist. Die Kappe 115 trägt in der Mitte eine Platte 117 mit zwei porösen Stopfen 118 und 119, die den Stopfen 8 und 9 der Fig. 1 gleichen. Die Kammer zwischen der Membran 114 und der Kappe 115 stellt eine Dämpfungskammer 121' dar. Ein Gehäuse 124 besitzt einen druckmitteldichten Sitz auf dem Ring 115, wobei zwischen der Kappe 115 und dem Gehäuse 119' die Kammer 121 gebildet wird. Es ist eine Bohrung 122 vorgesehen, die mit einer Endkammer 120 und an der anderen Seite der Membran mit einer Bohrung 123 in Verbindung steht. Das Gehäuse 124 und die Bohrung 123 können vorgesehen oder wie in den Fig. 14 und 13 fortgelassen sein, wobei die Stopfen mit der Atmosphäre oder einer anderen Umgebung in Verbindung stehen, in der die Einheit untergebracht ist, wenn der Umgebungsdruck außerhalb der Kammer 121 und ein gleicher Druck, d. h. der Umgebungsdruck in dem Gehäuse 101, das zulassen, wie weiter unten noch eingehend beschrieben wird.

Die auf die Membran 114 übertragene Schwingung der Masse 100 auf den Federn 110 bewirkt abwechselnd eine Verdichtung und Verdünnung des Gases in der

Kammer 121 mit der Folge, daß das Gas durch die porösen Stopfen 119 und 118 zwischen den Kammern 121 und 120 hin- und herströmt. Der Höchstausschlag der Masse 100 und die größte Veränderung des Volumens in der Dämpfungskammer werden durch Einstellen der Anschläge 125 und 126 bestimmt.

Die obige und die folgende Beschreibung gelten für die Ausführungsform der Fig. 1 bis 4 wie auch der Fig. 5 bis 9, wobei die Gleichungen (1) bis (23) in gleichem Umfang anwendbar sind. Bei der Ausführungsform der Fig. 1 bis 4, bei der die Stange mit dem Massenmittelpunkt verbunden ist, und bei der Ausführungsform der Fig. 5 bis 9 kann $\frac{L_1}{L_2}$ gleich 1 gesetzt werden, wodurch sich die Gleichungen vereinfachen.

Nachstehend werden die in dieser Beschreibung verwendeten Ausdrücke unter Hinweis auf die besonderen, in den Figuren dargestellten Ausführungsformen definiert:

- I = Trägheitsmoment der Masse 1 oder 100 unter Einschluß der zusätzlichen Massen der Stange und der Feder, an der die Massen befestigt sind,
- A = körperlicher, der Kammer 14 oder 121' ausgesetzter Bereich der Membran 7 oder 114,
- A_e = effektiver, der Kammer 14 oder 121' ausgesetzter Bereich der Membran 7 oder 114,
- $A_e = A$ bei einer starren Membran, etwa einem Kolben,
- V_0 = Volumen der Kammer 14 oder 121' bei unbeeinflusster Membran 7 oder 114,
- A_p = Summe der effektiven Querschnittsbereiche der Stopfen 8, 9 oder 118, 119,
- l = Länge der Stopfen 8, 9 oder 118, 119, wobei die Stopfen vorzugsweise gleich lang sind, d. h., Stopfen 8 ist so lang wie Stopfen 9, und Stopfen 118 ist so lang wie Stopfen 119,
- L_1 = Abstand der Mitte der Stange 5 von der Biegelinie der Feder, an der die Masse 1 angebracht ist,
- L_2 = Abstand der Massenmitte 4 von der Biegelinie der Feder,
- F = die auf das System ausgeübte Kraft, die eine Verschiebung der Massen und der Membran 7 oder 114 bewirkt,
- S_1 = Steifheit der Federaufhängung der Massen 1 oder 100,
- S_2 = Steifheit der Membran 7 oder 114.

Bei Stopfen mit gleichbleibendem Querschnitt, wie bei den dargestellten zylindrischen Stopfen 8, 9, 118 und 119, ist der effektive Querschnitt jedes Stopfens dessen tatsächlicher Querschnitt.

Bei Stopfen mit nicht gleichbleibendem Querschnitt, wie bei Rotationskörpern, deren Umriss von einer zur Achse geneigten Linie oder von einer Kurve gebildet wird, ist der gleichwertige Querschnittsbereich der eines Zylinders mit gleichbleibendem Querschnitt derselben Länge und aus demselben Material, der den gleichen akustischen Gesamtwiderstand besitzt wie der Stopfen mit nicht gleichbleibendem Querschnitt.

Werden mehrere Stopfen verwendet, so ist der effektive Gesamtquerschnitt gleich der Summe der effektiven Querschnitte A_p des Stopfensystems für Parallelströmung wie bei den in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsformen.

Sind die Massen nicht an Federn aufgehängt, kann diese Steifheit als irgendeine auf die Vibration der Masse ausgeübte Zwangskraft aufgefaßt werden, d. h. als die Proportionalitätskonstante, die die Kraft zur Amplitude der vibrierenden Masse in Beziehung setzt.

Es hat sich gezeigt, daß beim Einhalten der vorstehenden kritischen Beziehungen die Stopfen 8 und 9

im wesentlichen als reiner Wirkwiderstand wirken. Unter diesen Umständen wird die Gleichung, die die Empfindlichkeit χ , d. h. die Amplitude der Vibration der Masse, beispielsweise 1 oder 100, mit einer bei einer gegebenen Frequenz ausgeübten Kraft F in Beziehung setzt:

$$F = \left\{ \left[S_1 + \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2 S_2 \right] - \frac{I}{L_2^2} \omega^2 + \frac{A_e^2}{A^2} \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2 \left[\left(\frac{A R_1 l}{A_p} \right)^2 S_3 + \left(\frac{S_3}{A \omega} \right)^2 \left(\frac{R_1 l}{A_e} \right)^2 \right] + j \omega A_e^2 \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2 \left[\left(\frac{A R_1 l}{A_p} \right)^2 + \left(\frac{S_3}{A \omega} \right)^2 \right] \right\} \chi. \quad (5)$$

In dieser Gleichung ist das Symbol S_3 zur Darstellung der Kammersteifheit benutzt, d. h. des Verhältnisses zwischen der auf die Membran 7 oder 114 ausgeübten Kraft (wobei die Stopfen 8 und 9 sowie 118 und 119 abgedichtet sind, so daß kein Gas hindurchströmt) zur Auslenkung der Membran 7 oder 114, wenn diese als starrer Kolben angesehen wird, dessen Bodenfläche gleich dem Querschnitt der Kammer 14 oder 121' ist. Der Wert von S_3 ist

$$S_3 = \frac{A^2 p_0}{V_0}, \quad (6)$$

wenn die Kompression isothermisch ist, oder

$$S_3 = \frac{A^2 \nu p_0}{V_0}, \quad (7)$$

wenn die Kompression adiabatisch ist.

In diesen Gleichungen ist ν das Verhältnis der spezifischen Wärmen des Gases, und p_0 ist der Gasdruck in der Dämpfungskammer 14 oder 121' und den Stopfen 8, 9 oder 118, 119, wenn die Membran 7 oder 114 ihre mittlere unabgelenkte Stellung einnimmt.

Die Gleichung (5) läßt sich vereinfachen durch Einsetzen der folgenden Ausdrücke (Parameter):

$$\varepsilon = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad (8)$$

wobei ω_0 die Kreisfrequenz der schwingenden Masse 1 und ω die Kreisfrequenz ist, bei der die Auslenkung χ der Masse 1 von der Mitte der Membran 7 gemessen wird.

$$\delta = \frac{\left(\frac{R_1 l \omega_0 A_e^2}{A_p} \right) \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2}{2 \left[S_1 + \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2 S_2 \right]}, \quad (9)$$

$$\eta = \frac{\frac{S_3}{A \omega_0}}{\frac{A R_1 l}{A_p}} = \frac{p_0 A_p}{V_0 R_1 l \omega_0}. \quad (10)$$

In Ausdrücken dieser Parameter ist die relative Empfindlichkeit R_2 der beiden Vorrichtungen der Fig. 1 und 5, d. h. die Empfindlichkeit bei der Kreisfrequenz ω dividiert durch die Empfindlichkeit bei der Kreisfrequenz 0 oder, wenn die Beschleunigung in einer Richtung erfolgt:

$$R_2 = \left[1 - \varepsilon^2 + (2 \delta \eta) \frac{\varepsilon^2}{\eta^2 + \varepsilon^2} + (j 2 \delta \eta^2) \frac{\varepsilon}{\eta^2 + \varepsilon^2} \right]^{-1}. \quad (11)$$

In der Fig. 11 ist R_2 als Funktion von ε für die verschiedenen Werte von η und δ aufgetragen.

Daraus ist zu ersehen, daß die Gestalt einer Frequenzgangkurve allein bestimmt wird durch Festsetzen der Werte der beiden Parameter δ und η .

In der Fig. 11 gilt die mit 1 bezeichnete Kurve für einen Wert von $\delta = 0,54$ und $\eta = 2$. Diese Werte sind besonders geeignet für die Dämpfung eines Beschleunigungsmessers der in den obigen Figuren dargestellten Ausführungen. Es ist ersichtlich, daß der Verlauf der relativen Empfindlichkeit flach und gleich 1 ist bis hinauf zu einer Frequenz, die gleich der Resonanzfrequenz der Einrichtung ist, d. h. bis $\varepsilon = 1$. Tatsächlich ist die Resonanzspitze nicht von Bedeutung, und der Empfindlichkeitsverlauf ist ziemlich flach oberhalb der Resonanzfrequenz und sinkt erst um 10% ab bei einer Frequenz von ungefähr dem Eineinhalbfachen der Resonanzfrequenz, d. h. bei $\varepsilon = 1,5$. Dies

kann mit der Kurve 2 verglichen werden, die den Frequenzgang einer viskos gedämpften Einrichtung, beispielsweise eines Beschleunigungsmessers, zeigt, die bei dem 0,7fachen Wert der kritischen Dämpfung arbeitet, welcher Wert immer als die höchsterreichbare Dämpfung vibrierender Massen angesehen wurde. Hier liegt eine Verbesserung vor. Die Auswirkung der Werte von δ und η auf den Verlauf des Frequenzganges ist weiterhin in der Kurve 3 dargestellt, bei der der Wert von $\delta = 0,7$ und der Wert von $\eta = 3$ ist, und in der Kurve 4, bei der $\delta = 0,7$ und $\eta = 2$ ist.

Einer der besonderen Vorteile der Erfindung ist darin zu sehen, daß durch geeignete Wahl des porösen Stopfenmaterials für die Stopfen 8, 9, 118 und 119 und deren Länge und durch Bestimmen der Werte von η und δ , wie oben beschrieben, ein im wesentlichen flacher Frequenzgang erreicht werden kann, d. h. eine Kurve, bei der die relative Empfindlichkeit

ungefähr 1 ist bei allen Frequenzen bis hinauf zu der Resonanzfrequenz des Systems und sogar bis zu höheren Frequenzen.

Um für ein besonderes Gerät einen Dämpfer mit den gewünschten Werten von η und δ zu entwerfen, sei angenommen, daß die Konstanten S_1 , S_2 , L_1 , L_2 , A_e und ω_0 des Gerätes bereits bekannt sind, da sie mit Hilfe üblicher Einrichtungen gemessen werden können. Das Einsetzen dieser Werte in die Gleichung (9) ergibt den Wert von $\frac{R_1 l \omega_0}{A_p}$, der dargestellt werden soll durch

$$\frac{R_1 l \omega_0}{A_p} = k_2, \quad (12)$$

wobei

$$k_2 = \frac{2\delta \left[S_1 + \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2 S_2 \right]}{A_e^2 \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^2} \quad (12a)$$

ist.

Das Einsetzen von k_2 in die Gleichung (10) ergibt:

$$\eta = \frac{p_0}{V_0 k_2}. \quad (13)$$

Auf diese Weise wird für jeden gegebenen Wert von η und k_2 der Wert von $\frac{p_0}{V_0}$, der die erforderliche Kammersteifheit ergibt, ermittelt. Dann wird das Volumen V_0 gewählt, wonach p_0 einen solchen Wert besitzen muß, daß das Verhältnis $\frac{p_0}{V_0}$ den erforderlichen Wert erhält.

Es verbleibt nur noch die Festsetzung der Größe des porösen Stopfens und dessen Strömungswiderstand. Dies wird wie folgt durchgeführt:

Der bereits ermittelte Wert von p_0 kann in die Gleichungen (3) und (4) eingesetzt und zugleich $\omega = \omega_0$ gesetzt werden, wodurch der Wert von $\omega_0 R_1 l$ festgesetzt wird. Dieser werde dargestellt durch

$$\omega_0 R_1 l^2 = K. \quad (14)$$

Danach ergibt die Eliminierung von $\omega_0 R_1 l$ zwischen den Gleichungen (12) und (14)

$$l A_p = \frac{K}{k_2}. \quad (15)$$

Somit ergibt sich, daß durch Festsetzen des Wertes von η und von al innerhalb der obigen kritischen Grenzwerte bei Dämpfern nach der Erfindung das benötigte Volumen des Stopfenmaterials $l A_p$ aus den bekannten Konstanten des Gerätes berechnet werden kann und gänzlich unabhängig von dem spezifischen Strömungswiderstand R_1 des Stopfenmaterials ist.

Es kann ein Stopfenmaterial mit Poren oder Löchern jeder Größe gewählt werden, die nur den durch die Gleichung (2) ausgedrückten Beschränkungen unterliegen. Danach folgt aus der Gleichung (12), daß bei feinkörnigem Material, d. h. wenn R_1 groß ist, das Verhältnis $\frac{l}{A_p}$ verhältnismäßig klein sein muß (man bemerke, daß k_2 eine Konstante des Gerätes ist, die im voraus festgesetzt oder bekannt ist). Mit anderen Worten, der Stopfen wird kurz und breit. Bei gröberem Material wird der Stopfen länger und schmaler. Da ein Stopfen, ganz gleich, ob er lang oder

äußerst dünn ist, empfindlich und schwer zu handhaben ist, so wird der Wert von R_1 vorzugsweise so gewählt, daß der Stopfen ungefähr so lang wie breit ist.

Obwohl ein nach der Erfindung gebauter und akustisch gedämpfter Wandler ordnungsgemäß gedämpft wird und den gewünschten Frequenzgang besitzt, so hat sich doch gezeigt, daß, sofern nicht das effektive Volumen der Dämpfungskammer, beispielsweise 14 oder 121', einen gewissen kritischen unteren Grenzwert übersteigt, das Gerät eine ernstzunehmende Unlinearität zeigt. Übersteigt das effektive Volumen der Dämpfungskammer nicht den kritischen unteren Grenzwert, so wird der Ausschlag χ beispielsweise der Masse 1 oder 100 bei Einwirkung einer gegebenen Kraft F nicht direkt verhältnismäßig F , wie bei Wandlern erwünscht. Die Einrichtung arbeitet so, als hätte sie eine veränderliche Steifheit an Stelle einer konstanten, wie es bei linearen Wandlern erwünscht ist. Damit ein Wandler für jeden gewünschten Wert des Ausschlages χ linear arbeitet, ist es erforderlich, den Wert von V_0 so zu wählen, daß das Verhältnis der größten Volumenänderung ΔV in der Membrankammer, die von der größten Auslenkung der Membran bewirkt wird, zum ursprünglichen Volumen V_0 im wesentlichen gleich dem Verhältnis der resultierenden Veränderung des Druckes A_p in der Membrankammer zum ursprünglichen Druck p_0 wird, d. h.

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta p}{p_0}. \quad (16)$$

Ist der Stopfen offen, so daß Gas durch den Stopfen in die Atmosphäre oder in eine Endkammer, wie 120 oder 14', entweicht, deren Volumen so groß ist, daß der Druck ungeachtet des durch den Stopfen strömenden Gases im wesentlichen als konstant angesehen werden kann, so hat sich gezeigt, daß ein kleineres Volumen als das obengenannte verwendet werden kann. Mathematisch ausgedrückt wird die Bedingung:

$$\frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{\varepsilon}{\sqrt{\eta^2 + \varepsilon^2}} \leq \frac{1}{18}, \quad (17)$$

$$V_0 \geq \frac{18 \Delta V \varepsilon}{\sqrt{\eta^2 + \varepsilon^2}}, \quad (17a)$$

wobei ε und η wie bisher definiert sind. Danach hängt die Reduzierung des zulässigen Volumens von der Frequenz ab. Werden die Bedingungen als Funktion der Resonanzfrequenz definiert, so kann ε gleich 1 gesetzt werden. Weiterhin sei zwecks Erläuterung angenommen, es solle ein Wandler mit den Eigenschaften der Kurven 1 und 4 der Fig. 11 unter Verwendung irgendeiner Kurve entworfen werden, wobei $\eta = 2$ ist. Dann wird die Gleichung (17) abgewandelt zu

$$\frac{\Delta V}{V_0} \leq \frac{1}{8}. \quad (18)$$

Würde die Membran nicht durch den Überdruck A_p in der Membrankammer, der aus der Verringerung des Volumens infolge der Bewegung der Membran herrührt, beaufschlagt werden, so würde nach der Gleichung (18) die Volumenänderung einfach $\Delta V = A_e \chi$ sein, wobei χ die Auslenkung der Mitte der Membran ist. Jedoch bewirkt bei einer biegsamen Membran der Druck tatsächlich, daß diese sich nach rückwärts ausbaucht, wobei das Volumen des verdrängten Gases (s. Fig. 10) um einen Betrag reduziert wird, der in

der Fig. 10 durch den gestrichelten Teil dargestellt ist, wenn der Druck auf die Membran in Pfeilrichtung ausgeübt wird. Soweit es sich um die Größe des Überdruckes handelt, so ist die Wirkung dieselbe, als wenn die Volumenänderung noch $A_e \chi$ wäre, wobei jedoch das Volumen der Kammer auf den Wert $V_0 + k_3 p_0$ vergrößert erscheint. Mit dieser Modifikation wird die Gleichung (18):

$$\frac{A_e \chi}{V_0 + k_3 p_0} \leq \frac{1}{8} \quad (19)$$

In dieser Gleichung ist k_3 das »Ausbauchungsvolumen« pro Druckeinheit (s. Fig. 10), gemessen bei bewegungslos gehaltener Membranmitte während Ausübung des Druckes. Das Ausbauchungsvolumen ist das Volumen zwischen der unabgelenkten Membran und der ausgebauchten Membran, wenn auf diese ein Druck ausgeübt wird und die Membranmitte unbeweglich gehalten wird.

Die Größe $V_0 + k_3 p_0$ kann das »effektive Volumen« der Kammer genannt werden, wobei die obige Beziehung [Gleichung (19)] das Volumen ergibt, das für jede gegebene Membran und Druck in der Kammer erforderlich ist, damit der Wandler linear (innerhalb der gewählten Grenzen) bis zu dem für das Gerät gewählten Höchstausschlag χ , d. h. bis zu dessen maximaler Skalenablenkung, wird.

Wird nunmehr bei der Konstruktion der Kammer der oben für den Wert V_0 abgeleitete effektive Wert des Kammervolumens in die Gleichung (13) eingesetzt, so erhält man

$$p_0 = \frac{V_0 \eta k_2}{1 - k_3 \eta k_2} \quad (20)$$

Daraus geht hervor, daß mit zunehmenden Werten von k_3 (d. h. je leichter sich die Membran ausbaucht) der Nenner in der Gleichung (20) um so kleiner wird, so daß p_0 um so größer werden muß. Bei einer starren Membran, etwa einem Kolben, bei der $A_e = A$ ist, wird $k_3 = 0$.

Ein kritisches Erfordernis für nach der Erfindung entworfene Dämpfer ist die Verwendung einer Membran, die so konstruiert ist, daß

$$k_3 < \frac{1}{\eta k_2} \quad (21)$$

und vorzugsweise

$$k_3 < \frac{1}{2 \eta k_2} \quad (22)$$

wird.

Ist k_3 genügend klein, so kann das kleinste effektive Volumen, das sich mit dem geforderten Grad der Linearität vereinbaren läßt, wie bereits erläutert, benutzt werden, beispielsweise das kleinste nach der Gleichung (19) zulässige effektive Volumen, wonach

$$V_0 + k_3 p_0 = 8 A_e \chi$$

ist.

Wird dieser Wert in die Gleichung (20) eingesetzt, so ergibt sich

$$p_0 \geq 8 A_e \chi \eta k_2 \quad (23)$$

Der Anfangsgasdruck in der Membrankammer und dem Stopfen muß zumindest den Wert des Ausdrucks

$8 A_e \chi \eta k_2$ [Gleichung (23)] haben, damit der gewünschte Dämpfungsgrad, wie beschrieben, erreicht wird.

Patentansprüche:

1. Vorrichtung zur pneumatischen Dämpfung eines schwingenden mechanischen Systems, insbesondere für Meßgeräte, mit einer Dämpfungskammer, die in mindestens einer ihrer Wände eine Anzahl oder eine Gruppe von Öffnungen aufweist, durch die ein Gas in die Kammer hinein- und aus der Kammer herausströmen kann, sowie mit einem oszillierend beweglichen Organ, das über ein Übertragungsglied mit einer Membran verbunden ist, die an die Dämpfungskammer angrenzt, dadurch gekennzeichnet, daß der akustische Blindwiderstand der Öffnungen kleiner ist als der akustische Wirkwiderstand der Öffnungen.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Größe und die Anzahl der Öffnungen (8) so gewählt sind, daß der akustische Blindwiderstand weniger als 20% des akustischen Wirkwiderstandes beträgt.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch eine ein Fach umschließende Wandung (119') und im Abstand voneinander angeordnete Wände innerhalb dieses Fachs, welche dieses in drei Kammern (120, 121', 121) unterteilen, von denen die eine Wand eine Membran (114) mit einander gegenüberstehenden Oberflächen ist, durch die die Bewegungen übertragende Verbindung (111) zwischen dem oszillierenden Organ (100) und der Membran, deren eine Oberfläche einer der Seitenwände einer der Kammern zugewandt ist, wobei der Raum zwischen der Membran und dieser Seitenwand eine Dämpfungskammer (121') begrenzt, durch Öffnungen in den Seitenwänden, die die Dämpfungskammer mit einer der anderen Kammern verbinden, und durch einen Nebenschluß (122), der die beiden Kammern unter Umgehung der Dämpfungskammer miteinander verbindet (Fig. 5).

4. Vorrichtung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch ein Gehäuse (101), durch eine in dem Gehäuse schwingfähig angebrachte Masse (100), durch einen Druckmitteldurchlaß (107) zwischen dem Inneren des Gehäuses und einer Seite der Membran (114), durch eine abgeschlossene pneumatische Dämpfungskammer, wobei die Membran mit ihrer gegenüberliegenden Seite in Druckmittelverbindung mit der Dämpfungskammer steht, durch eine zweite Kammer, durch einen Druckmitteldurchlaß zwischen der Dämpfungskammer und der zweiten Kammer, durch einen porösen Stopfen in dem Druckmitteldurchlaß, durch einen Nebenschluß, der die zweite Kammer und das Gehäuse miteinander verbindet, und durch eine Gasfüllung in den Kammern (Fig. 5).

5. Vorrichtung nach Anspruch 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Betrag des Produktes aus der Dämpfungskonstante a für das Material des porösen Stopfens und die Länge l des Stopfens in der Strömungsrichtung des Gases kleiner als 1,5 und größer als 0 ist (Parameter a und l in Zentimeter-Gramm-Sekunden-Einheiten gemessen) und daß der spezifische Strömungswiderstand R_1 des Stopfens je Längeneinheit größer ist als das Produkt der Dichte ρ_0 des Gases in dem Stöpsel

multipliziert mit dem Strukturfaktor k des Stopfenmaterials und mit der Kreisfrequenz ω der vibrierenden Masse.

6. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Öffnungen sich in einem porösen Stopfen (8, 9, 118, 119) befinden, der von der Membran (7) getragen ist, und daß der Stopfen so dimensioniert ist, daß das Produkt aus der Länge l des Stopfens und der Dämpfungskonstante a des Materials des Stopfens im Bereich zwischen 0 und 1,5 liegt (Fig. 3).

7. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Stopfen so dimensioniert ist, daß das Produkt aus der Länge l des Stopfens und der Dämpfungskonstante a des Stopfenmaterials nicht größer als 0,5 ist.

8. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Membran (7) eine Wand

zwischen zwei Kammern (14, 14') darstellt, die mit Hilfe eines Druckregelventils (18) unter einem geeigneten Druck gehalten sind (Fig. 2 und 3).

9. Vorrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Öffnungen in einem porösen Stopfen (118) befinden, der in einer der Seitenwände untergebracht ist (Fig. 5).

In Betracht gezogene Druckschriften:

Deutsche Patentschriften Nr. 595 695, 618 994;

deutsche Auslegeschrift Nr. 1 032 011;

britische Patentschrift Nr. 277 969;

französische Patentschrift Nr. 642 787;

USA.-Patentschriften Nr. 2 713 466, 2 618 776,

2 573 286, 2 453 548;

Archiv für Technisches Messen, 1932, Bl. J 014-2;

B e r a n e k, Acoustic Measurements, John Wiley & Sons, 1949, S. 351 ff., 840 ff., 857 ff.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen

Fig. 4

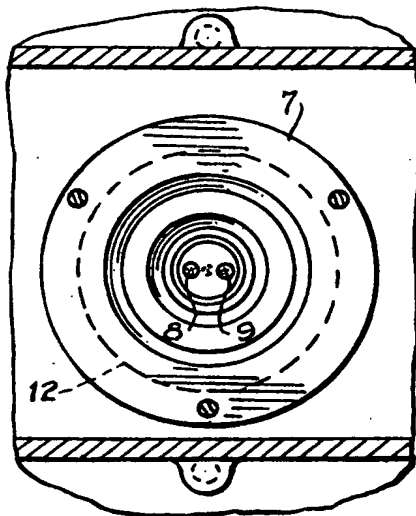


Fig. 2

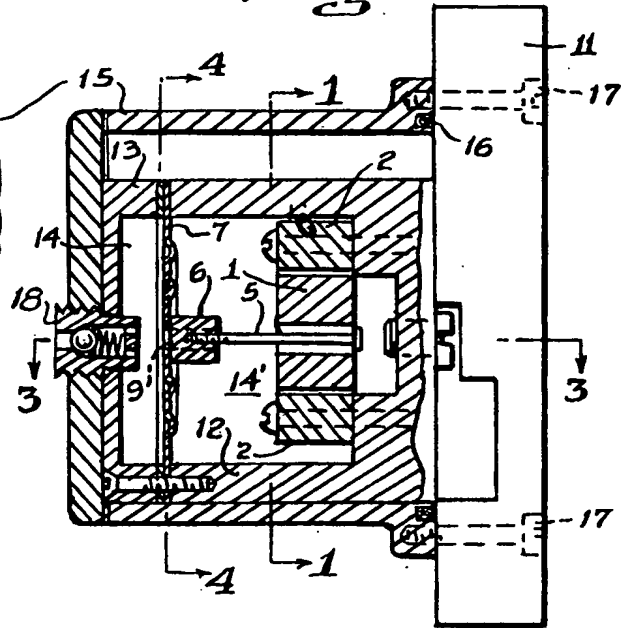
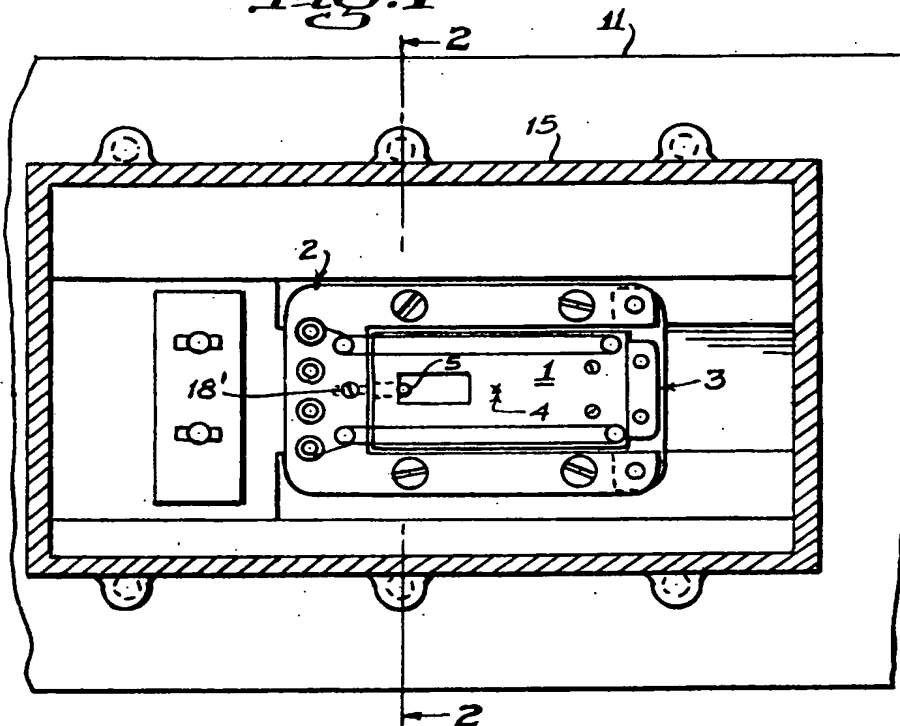


Fig.1



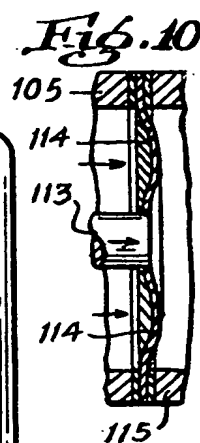
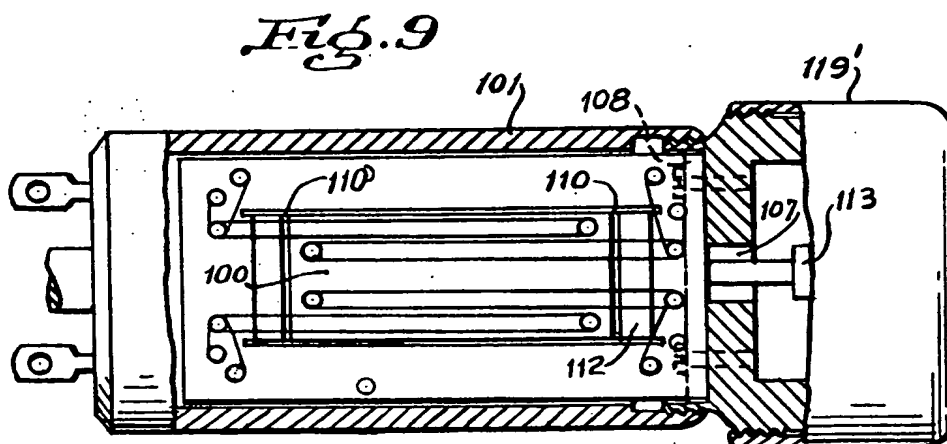
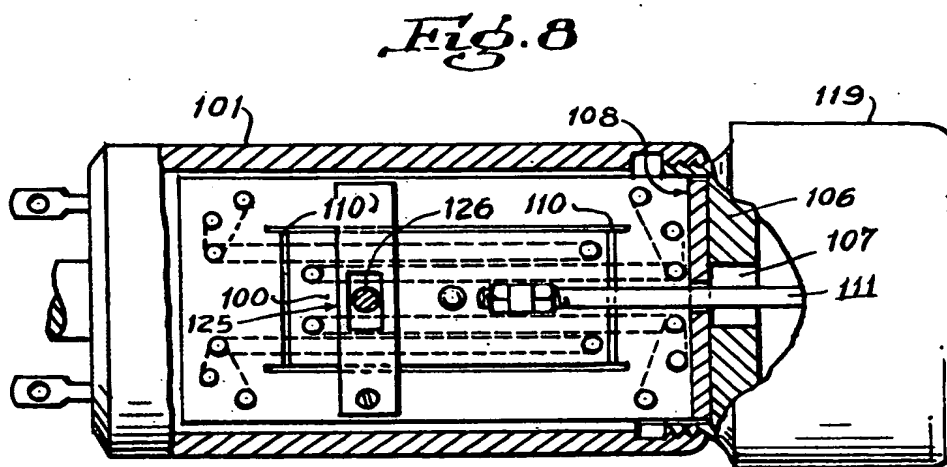
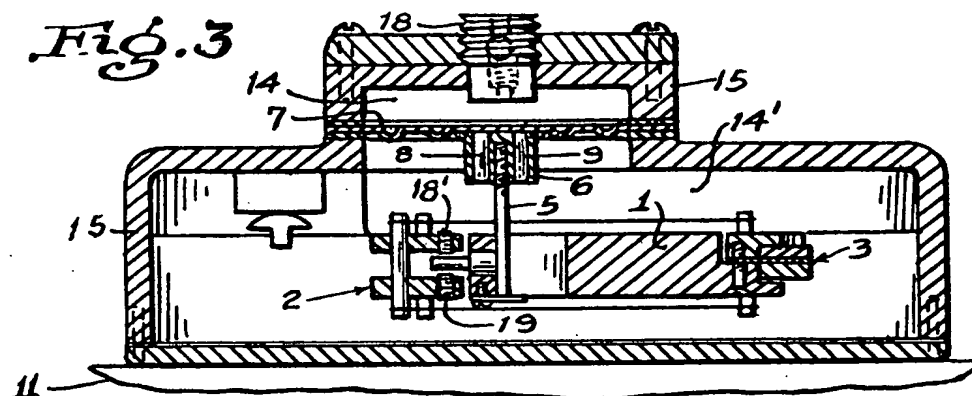


Fig. 5

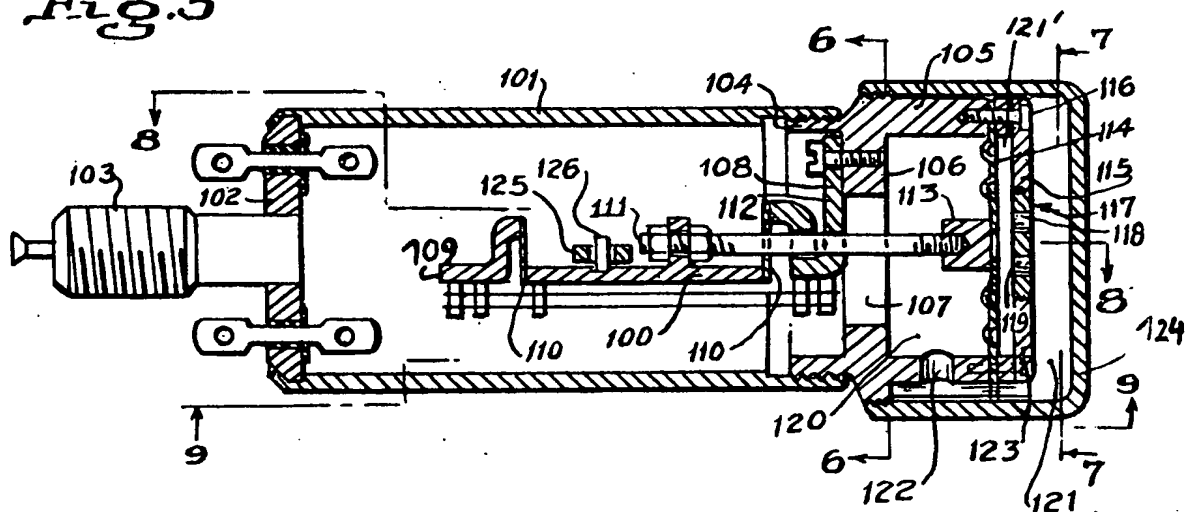


Fig. 6

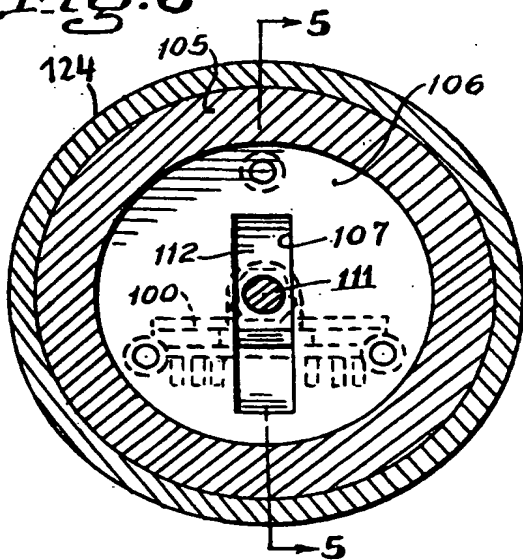


Fig. 7

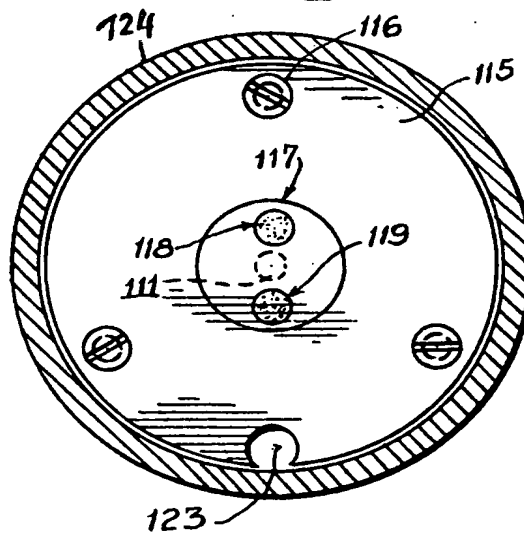


Fig. 11

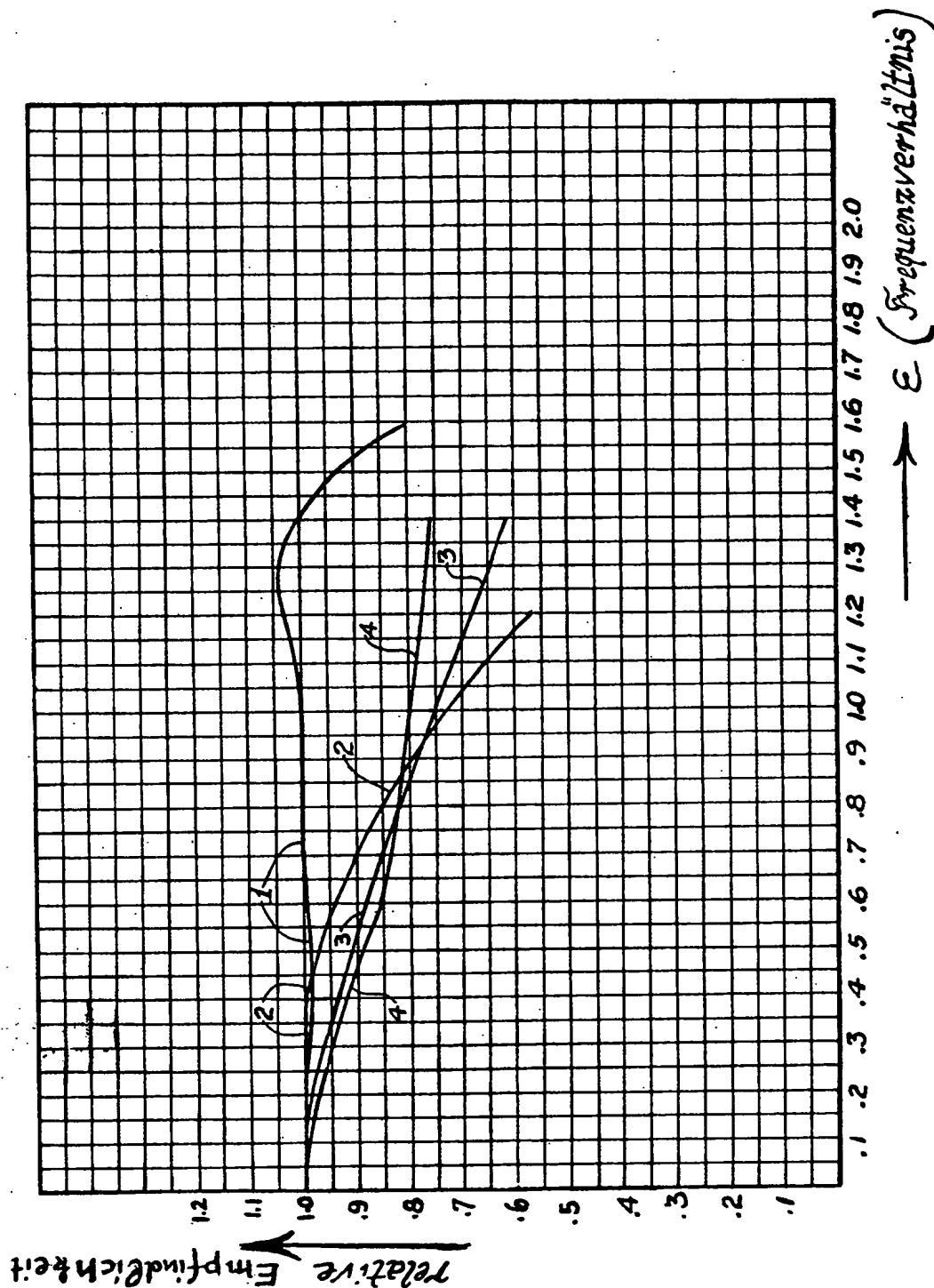


Fig. 12

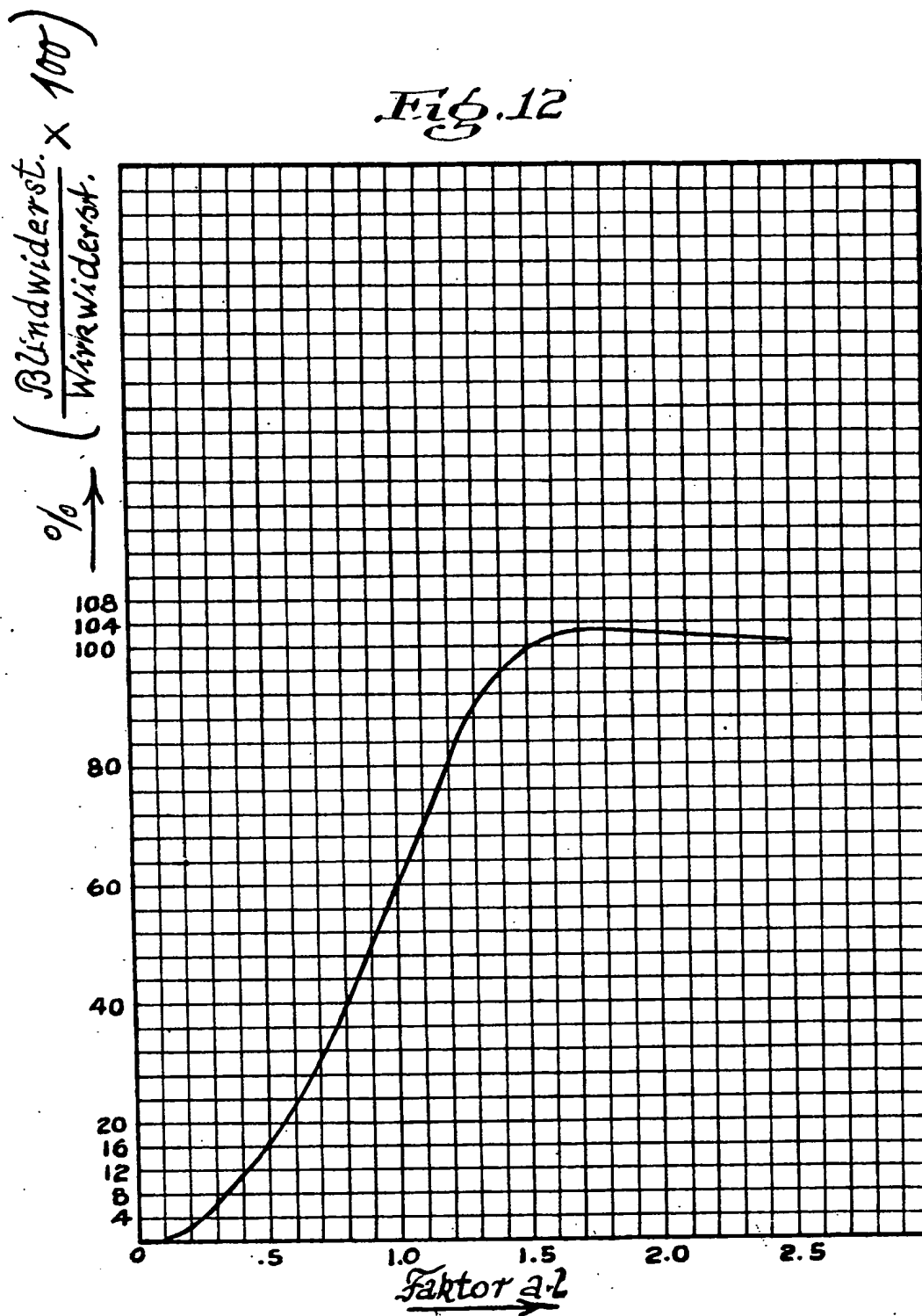


Fig. 13

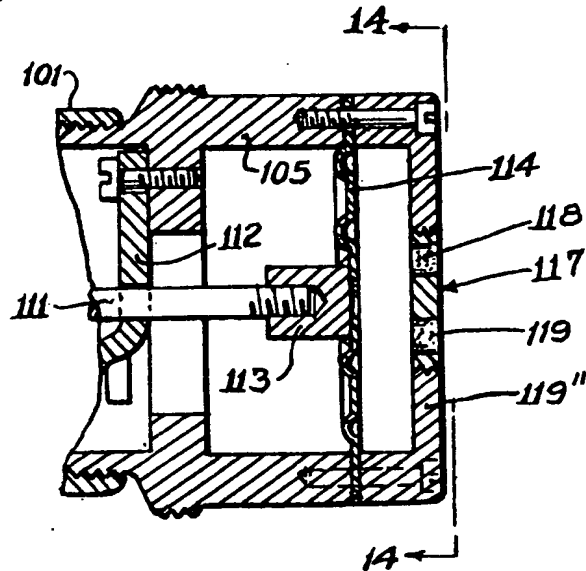


Fig. 14

